

Grado Universitario en Ingeniería en Tecnologías
Industriales

2017-2018

Trabajo Fin de Grado

Estudio de centrales termosolares a alta presión

David Murillo Pérez

Tutor

Jesús Gómez Hernández



Esta obra se encuentra sujeta a la licencia Creative Commons
Reconocimiento – No Comercial – Sin Obra Derivada

RESUMEN

La energía demandada por la sociedad cada año es mayor y el compromiso de reducción de emisiones es un factor determinante en las políticas de todo el mundo, es por ello que las energías renovables son el presente y futuro de la generación eléctrica. La necesidad de suplir la generación térmica de forma que se pueda cumplir con la demanda de forma segura ha llevado a invertir tiempo en el desarrollo de sistemas de almacenamiento de energía para que esta sea utilizada en el momento necesario. Las plantas termosolares de torre con almacenamiento de sal es un sistema de almacenamiento de energía térmica viable para el sistema.

El principal objetivo de este trabajo es llevar a cabo un estudio teórico del comportamiento y modificación del rendimiento de una planta termosolar de torre ante el cambio de la presión de máxima de entrada en la turbina y por tanto de los elementos del generador de vapor de la planta. Desde presiones de 120 a 180 bar, para una planta de 110 MW, el ahorro de la inversión inicial en equipamiento de la planta puede llegar a los 10 millones de euros incluyendo una mejora del rendimiento de 1.5 puntos debido a este cambio de presión.

El desarrollo de esta y otras energías ha tomado un papel fundamental en los últimos años y será una constante en el futuro hasta obtener una producción mundial 100% libre de emisiones y rentable económicamente.

ABSTRACT

The energy demand is growing every year and the emissions reduction are a constant in worldwide politics. Due to this, renewable energy is the present and the future of electricity generation. The need to remove the thermal generation while the demand is safely supplied has caused the investment on energy storage development to use the energy whenever it is needed.

The aim of this project is to carry out a study to evaluate the performance and efficiency alteration of a solar power tower plant when the high-pressure turbine inlet pressure is changed, therefore, also the steam generator pressure. From 120 to 180 bar, for a 110 MW solar power tower plant, the initial equipment investment could decrease in 10 million dollars, for the cost estimated on this project, and the improvement on the plant efficiency of 1.5% due to this pressure change.

The development of solar power tower technology and others renewable ones have taken an essential role in last years and will be a constant in the future to manage a completely worldwide emission free energy production.

AGRADECIMIENTOS

Gracias a Jesús, mi tutor, por darme la oportunidad de hacer este trabajo y por toda la ayuda y atención.

Gracias a los compañeros y grandes amigos que he tenido el placer de conocer durante esta etapa en la universidad.

Gracias a Lorena por ser mi compañera de viaje estos años.

Por encima de todo, gracias a mi familia, Leonardo, María José y María; por apoyarme siempre, por estar en todo momento a mi lado y por ser los pilares sobre lo que se ha construido todo.

Gracias a todos.

David.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Presentación	1
1.2. Objetivos	1
1.3. Justificación	1
2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	5
2.1. Energía solar	5
2.2. Centrales termosolares de torre	8
2.2.1. Ciclo de vapor	8
2.2.2. Receptor: Torre de concentración.....	11
2.2.3. Sistema de almacenamiento	12
2.3. Exergía y análisis exergético	12
3. METODOLOGÍA.....	14
3.1. Esquema del modelo numérico de la planta	14
3.2. Parámetros de diseño y consideraciones iniciales	16
3.2.1. Generador de vapor	16
3.2.2. Turbina de alta presión.....	17
3.2.3. Turbina de baja presión.....	19
3.2.4. Condensador	19
3.2.5. Feed water heater	20
3.2.6. Desairador	21
3.2.7. Bombas de agua	21
3.2.8. Sistema de almacenamiento de sal	22
3.2.9. Receptor central de torre	22
3.2.10. Campo de heliostatos	23
3.2.11. Bombas de sal.....	23
3.3. Balance de masa y balance de energía	24
3.4. Balance exergético	26
4. RESULTADOS	28
4.1 Rendimiento de la planta termosolar.....	30
4.1.1. Rendimiento del receptor	31
4.1.2. Rendimiento del ciclo de vapor	32
4.1.3. Rendimiento total de la planta	33
4.2. Análisis exergético	35
4.2.1. Evolución de la exergía destruida con la presión	35
4.2.2. Exergía destruida en cada componente	36
5. ANÁLISIS ECONÓMICO	39
5.1 Cálculo del coste	39
5.2. Análisis de inversión.....	41
6. CONCLUSIONES	43
7. BIBLIOGRAFÍA.....	44
ANEXO I. CÓDIGO. CÁLCULO DE PROPIEDADES Y BALANCE DE MASA Y ENERGÍA.....	46
ANEXO II. CÓDIGO. BALANCE EXERGÉTICO.....	58
ANEXO III. TABLA DE RESULTADOS.....	63

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Presentación

Mi nombre es David Murillo Pérez, en 2013 comencé mis estudios del Grado de Ingeniería en Tecnologías Industriales motivado principalmente por la automoción y la mecánica. Según avanzaba en el grado mi motivación y principal interés fue cambiando hacia la producción y uso de la energía, esto es por lo que durante el último curso del grado decidí cursar las asignaturas pertenecientes a la intensificación de Tecnologías Energéticas. El cambio hacia la producción renovable con cero emisiones es la meta que se ha propuesto alcanzar la sociedad y para ello es necesaria la investigación y desarrollo de las tecnologías que lo permitan.

1.2. Objetivos

La obtención de energía eléctrica por ciclos de potencia basados en ciclos Rankine es la tecnología más utilizada en las centrales térmicas y ha sido desarrollada en detalle a lo largo de los años, haciendo modificaciones en el ciclo básico para aprovechar mejor la energía de los fluidos y poder aumentar el rendimiento; mejorando los materiales de construcción de la planta para poder obtener mejores propiedades y alcanzar potencias mayores, desarrollando los distintos componentes para hacerlos más eficientes. Esta tecnología ha sufrido una continua optimización por la necesidad de mejorar la producción eléctrica.

Las centrales termosolares de torre (SPTP, Solar Power Tower Plant) se basan en ciclos Rankine de la misma forma que las centrales térmicas convencionales y la optimización de estos ciclos para esta tecnología está teniendo lugar en este momento.

Es por ello que el objetivo de este trabajo es el estudio del comportamiento de una central termosolar de torre (SPTP, Solar Power Tower Plant) ante la variación de la presión máxima de su ciclo de vapor ya que al avance de la tecnología en los componentes que conforman la central permiten trabajar con presiones mayores y obtener comportamientos diferentes de la central.

Con el aumento de la presión máxima del ciclo de la planta se busca un aumento del rendimiento y por tanto de la producción. Buscando asimismo la reducción máxima de costes para permitir que esta tecnología sea una opción viable y económica para sustituir a las centrales actuales de carbón.

1.3. Justificación

Uno de los mayores problemas de la sociedad actual es la contaminación producida por el ser humano: nuestros medios de transporte actuales, la forma de calentar nuestras viviendas y la generación de la electricidad que día a día utilizamos son los principales causantes de la contaminación. Es por ello que las tecnologías que permiten realizar las mismas tareas pero de forma menos contaminante han tomado un papel fundamental a día de hoy y son el futuro más inmediato de nuestra sociedad.

La comisión europea está centrando sus esfuerzos en reducir las emisiones de CO₂ y eliminar las fuentes más contaminantes del mix energético. El objetivo que se ha marcado la Unión Europea es reducir las emisiones de CO₂ en un 80-95% para el año 2050 respecto a niveles de 1990. El número de estados miembros de la UE que están adoptando

políticas más restrictivas para combatir el cambio climático, anunciando el cierre de sus centrales de carbón en los próximos años, aumenta continuamente. Países como Reino Unido o Finlandia ya han comenzado con el cierre de estas centrales, mientras que países como Bélgica, ya lo ha abandonado totalmente, dando un papel fundamental a las energías renovables.

Para poder sustituir las antiguas fuentes de energía por modelos más sostenibles, se ha experimentado un incremento en la inversión en estas tecnologías de forma considerable en la última década, pero la generación eléctrica renovable sigue teniendo importantes adversidades para suplir la demanda energética completa. Exceptuando la generación hidráulica, la más antigua y utilizada de todas las energías renovables que se conocen actualmente. El principal problema es el descuadre entre los puntos máximos de producción eléctrica con energías renovables y demanda como puede observarse en el gráfico de la figura.1.1 para el caso de la energía solar.

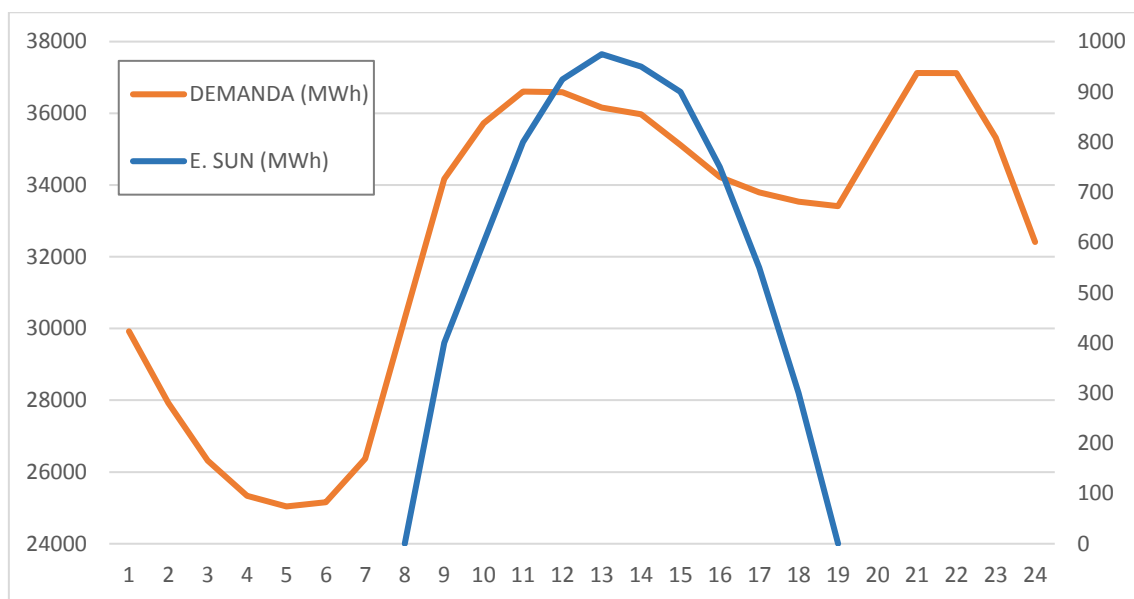


Fig.1.1. Comparativa de la demanda eléctrica en España con respecto a la energía solar.

Debido a este factor, y la falta de baterías con la capacidad necesaria para estas cantidades de energía, han sido desarrollados sistemas alternativos de almacenaje como el que se trata en este proyecto.

Las plantas termosolares de almacenamiento de sales operan de la misma manera que las plantas convencionales de combustible fósil o nuclear, sin los daños climáticos asociados a estas y sin ningún coste de combustible más que la sal fundida, que ha de cambiarse con el tiempo. Gracias a este sistema de almacenamiento una planta termosolar podría estar operando a lo largo de todo el día, suponiendo una alternativa real a las actuales fuentes de energía. Este tipo de tecnología ha sido desarrollada desde comienzos de siglo y tuvo su primera planta comercial en funcionamiento en 2007, la llamada PS10, una planta de 11 MW de potencia instalada en Sanlúcar la Mayor, Sevilla, España y perteneciente a la empresa española Abengoa Solar.

Como se puede ver en la figura 1.2, desde 2007 en hasta 2014 la instalación de centrales termosolares en España creció hasta rozar los 2500 MW instalados en la península, donde nos situamos actualmente. La generación de energía termosolar ha aumentado

continuamente en el país desde la instalación de la primera central, cubriendo (en base a datos del cierre anual de 2016 de Red Eléctrica Española) en 2.1% de la producción nacional (figura 1.3.).

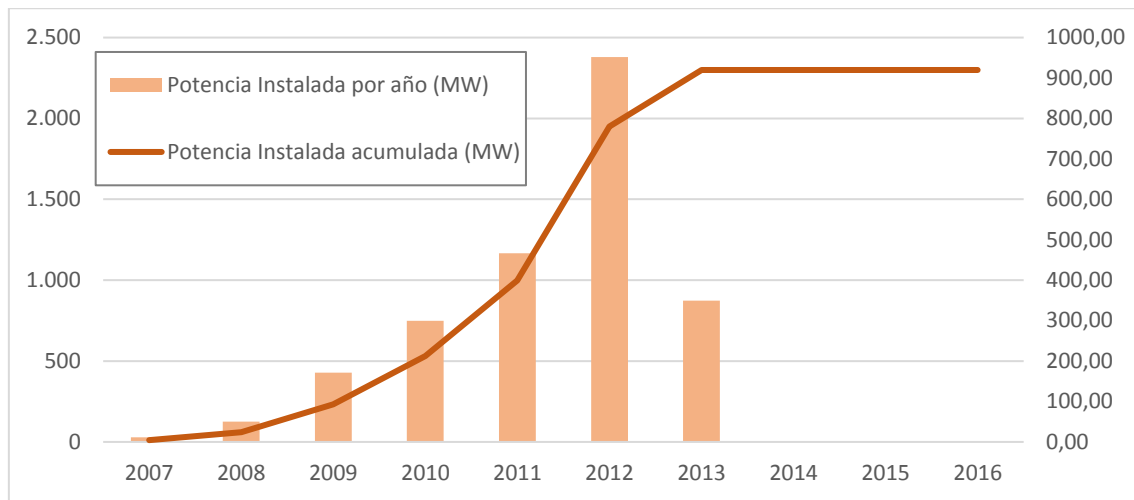


Fig.1.2. Evolución histórica de la potencia de centrales termosolares instalada en España. (REE)

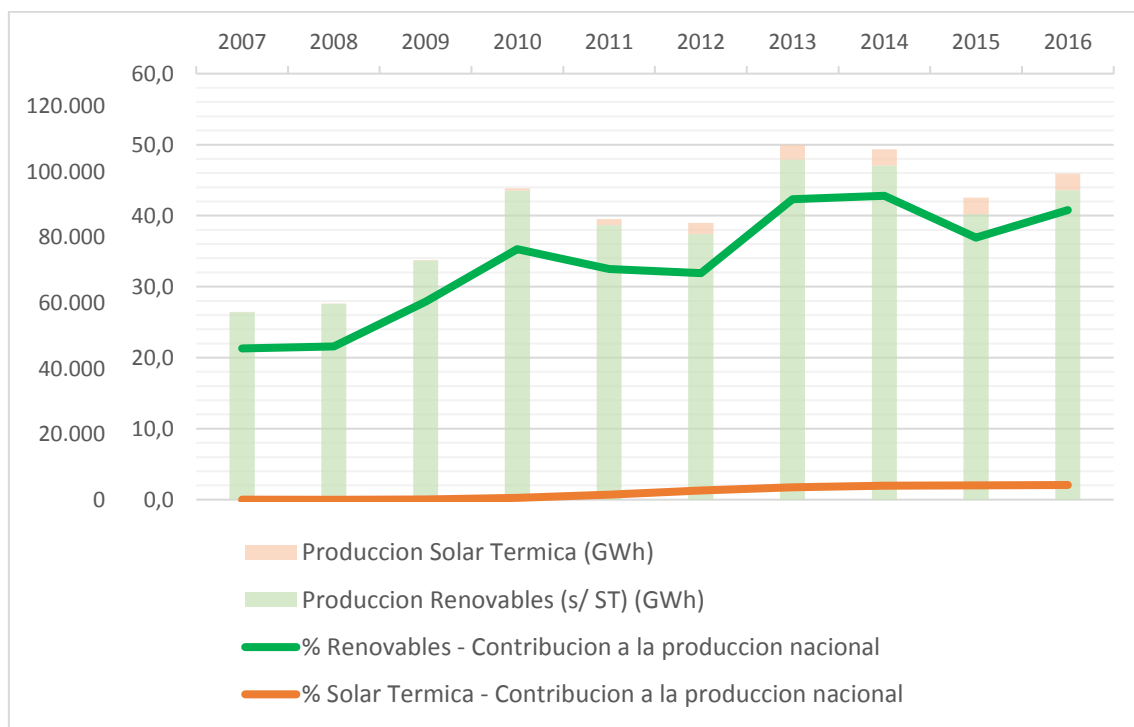


Fig.1.3. Comparativa de la evolución de la producción de energía renovable y la energía solar térmica en España. (REE)

A nivel mundial, la primera planta termosolar de torre útil para competir en producción con las centrales térmicas convencionales fue construida en el año 2016 en Tonopah, en el estado de Nevada, Estados Unidos; con una potencia neta instalada de 110 MW.

Actualmente la central termosolar de torre con mayor potencia, 400 MW, es Ivanpah, construida en el desierto de Mojave, California gracias a la asociación de las empresas NRG Energy, Google y BrightSource Energy, con un capital de 2 billones de dólares, en gran parte financiado por el estado.

El motivo de estudiar el comportamiento de la planta termosolar de torre a diferentes presiones máximas es que la tecnología ha sido desarrollada suficientemente como para diseñar componentes que permiten estas modificaciones. En este caso, el componente más restrictivo y susceptible de cambios con el aumento de presión es la turbina, la cual ha de soportar la presión máxima del ciclo.

Como referencia para este trabajo se ha elegido la turbina diseñada y fabricada por la empresa estadounidense General Electric, STF-A650 (Fig.1.4), cuyas características aportadas por el fabricante son:

- Turbina preparada para ciclos con recalentamiento. Dispone de dos bloques de álabes opuestos e interconectados por el eje, uno de alta y otro de baja presión.
- Temperatura y presión máximas del flujo principal (bloque de alta presión): 600°C y 185 bar respectivamente
- Temperatura de recalentamiento: 600 °C
- Potencia generada entre 85 y 300 MW
- Frecuencia: 50 – 60 Hz
- Han sido instaladas un total de 79 unidades en plantas productoras de potencia en todo el mundo.

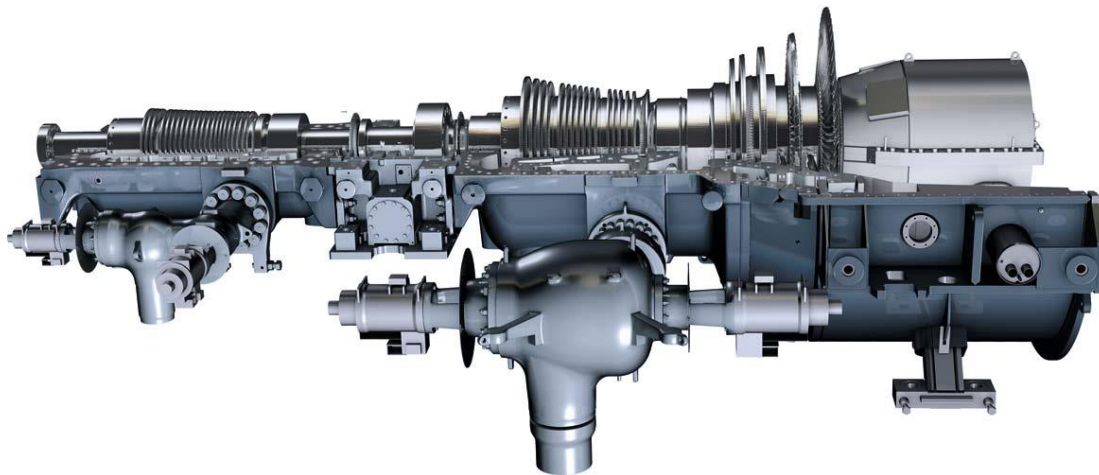


Fig.1.4. Turbina de vapor STF-A650 de General Electric.

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1. Energía solar

En la última década ha aumentado el desarrollo y uso de las tecnologías que utilizan la radiación solar como fuente para de energía para la generación eléctrica. Se puede dividir la generación con energía solar en dos grandes bloques, la fotovoltaica, que utiliza la energía del sol directamente para la generación de una corriente eléctrica; y la termosolar, que utiliza la radiación solar para calentar un fluido que pueda ser utilizado en un ciclo de potencia.

Se utiliza en numerosas ocasiones la energía solar térmica en combinación con combustibles fósiles. Estos sistemas híbridos permiten un uso más eficaz de los equipos de generación y permite disminuir el coste de combustible de una central térmica.

En cuanto la energía termosolar existen fundamentarme cuatro tecnologías de concentración de la radiación solar y su aprovechamiento: los espejos cilindro-parabólicos, los receptores lineales Fresnel, el disco parabólico, y el tratado en este trabajo, el receptor central de torre.

Sistema cilindro-parabólico

Se trata de un conjunto de reflectores con forma cilindroparabólica situados en línea, de forma que los espejos reflejan la radiación solar y la concentran sobre el foco de la parábola, en un tubo situado en ese mismo punto, y por el que circula el fluido de trabajo.

Este fluido puede ser utilizado como fuente de calor en un ciclo de vapor o puede ser utilizado como pre calentador un sistema híbrido.



Fig.2.1. Instalación del sistema cilindro parabólico.

Sistema de receptores lineales Fresnel

El sistema de receptores lineales Fresnel se compone de un campo de espejos planos que reflejan la radiación del sol y la concentran en un receptor único para todo el sistema, por el que circula el fluido de trabajo. Las aplicaciones de esta tecnología son similares a al sistema cilindro-parabólico. El ahorro en costes de inversión respecto a la tecnología anterior es la principal ventaja de este sistema, sin embargo tiene una eficiencia menor que los reflectores cilindro-parabólicos.



Fig.2.2. Instalación de receptores lineales Fresnel.

Sistema de disco parabólico

Esta tecnología utiliza un espejo paraboloide en cuyo foco se sitúa un receptor. Con esta geometría se logra un alto grado de concentración de la radiación y por tanto una alta eficiencia del sistema, para aprovechar la radiación concentrada en el foco usualmente se coloca un motor Stirling o microturbina. Las principales ventajas de este sistema son la alta eficiencia de reflexión y la posibilidad de su uso individualizado en aplicaciones concretas, o bien su uso en grandes campos de generación. En su contra está la complejidad del sistema, lo que le hace tener un coste elevado.



Fig.2.3. Instalación del sistema de concentración disco-parabólica

El sistema de receptor de torre será tratado con mayor detalle en los siguientes puntos. La figura 2.4. muestra una vista aérea de la central termosolar de Crescent Dunes de la que se ha hablado anteriormente, donde se puede observar el área ocupada por la central.



Fig.2.4. Central termosolar de Crescent Dunes, desierto de Tonopah, Nevada.

2.2. Centrales termosolares de torre

Se trata de la tecnología de producción eléctrica con energía solar que más atención ha captado en los últimos años ya que permite la obtención de energía en grandes capacidades de forma viable, medioambientalmente sostenible y cuando sea requerida gracias al sistema de gran almacenaje del que dispone.

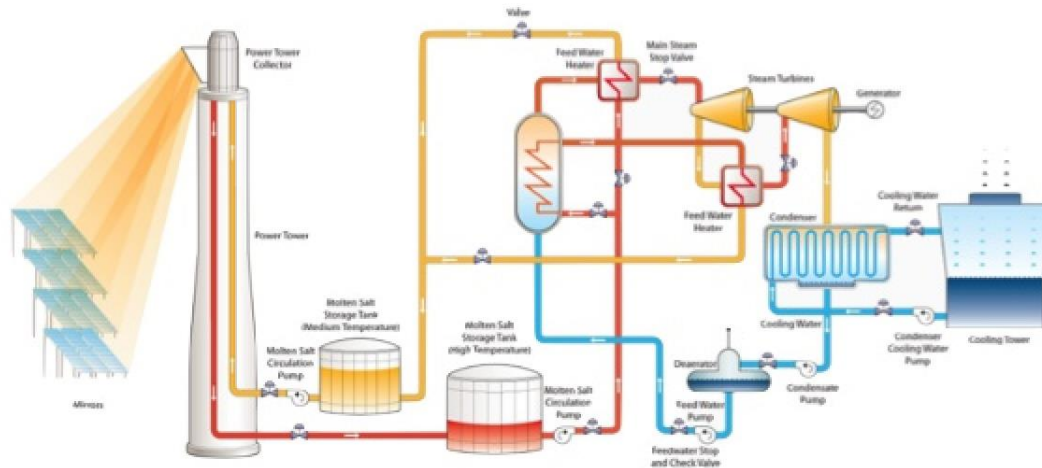


Fig.2.5. Esquema de una planta termosolar de torre con refrigeración por agua.

Este tipo de tecnología se compone de una torre receptora donde se encuentra el colector, sobre el cual se concentra la radiación solar por medio de un campo de espejos móviles, llamados heliostatos, el ciclo y sistema de almacenamiento de sal, y el bloque de generación de potencia, ciclo de vapor.

La potencia calorífica recogida por el colector se utilizó en las primeras plantas de este tipo para obtener vapor de agua y obtener energía eléctrica de él por medio de turbinas y un generador. Posteriormente, siguiendo con el desarrollo de la tecnología, en el colector se ha comenzado a transferir el calor a una sal fundida (40% nitrato potásico, KNO_3 , 60% nitrato de sodio, NaNO_3) con alta capacidad calorífica, permitiendo almacenar dicho fluido a alta temperatura antes de evaporar el agua.

2.2.1. Ciclo de vapor

El ciclo de potencia utilizado en la SPTP es el mismo que se puede encontrar actualmente en centrales térmicas convencionales o centrales nucleares. Se trata de un ciclo de vapor basado en el ciclo básico de Rankine. Todas las centrales que operan con ciclos de potencia de vapor pueden dividirse en cuatro subsistemas claramente diferenciados (figura 2.6) el subsistema A es donde tiene lugar la conversión de calor en trabajo; el B, proporciona la energía necesaria para vaporizar el agua que pasa a través de la caldera; el C es el sistema de refrigeración del ciclo; y por último el D, es el lugar en el que el movimiento generado por la turbina se convierte en electricidad, el generador.

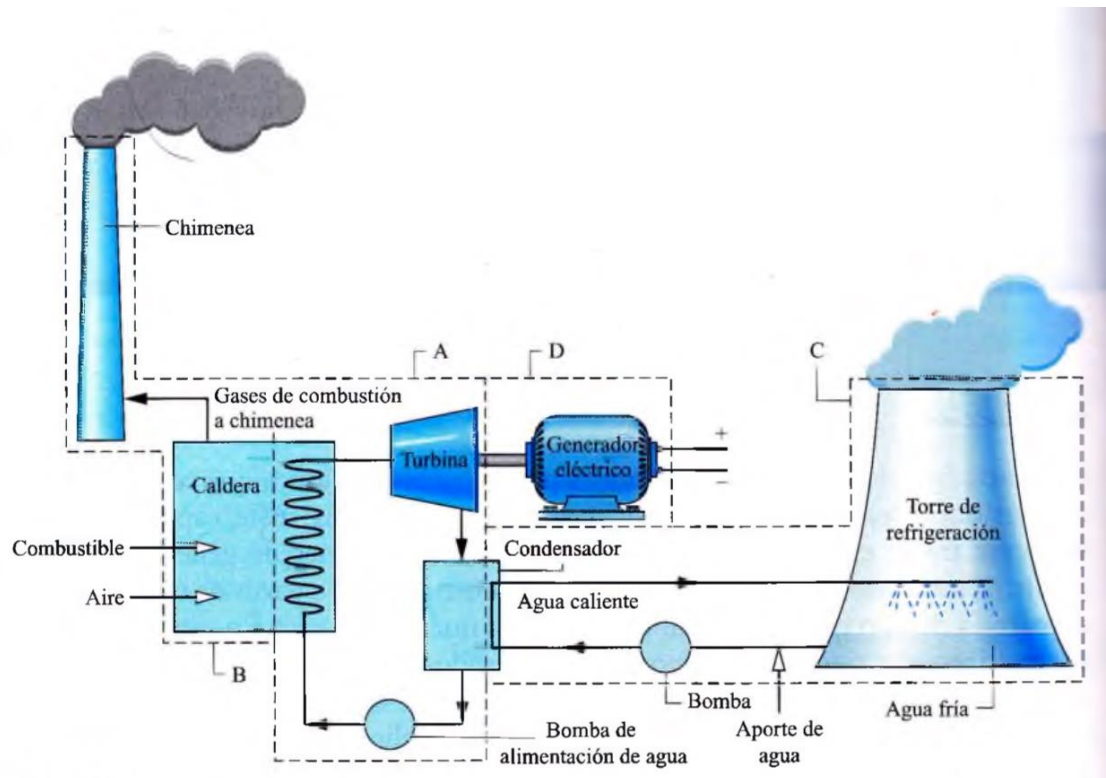


Fig.2.6. Esquema simplificado de una central de generación eléctrica por medio de un ciclo de vapor.

Un ciclo básico de Rankine puede modelarse por medio de cuatro componentes con los que se consigue es un conjunto de cuatro procesos claramente diferenciados los cuales forman el ciclo cerrado

Expansión isoentrópica del fluido de trabajo en la turbina, desde la presión de vapor saturado, punto 1 en figura 2.7, hasta la presión del condensador, punto 2 en la figura.

Transferencia del fluido de trabajo cuando fluye a presión constante por el condensador hasta las condiciones de líquido saturado en el punto 3.

Compresión isoentrópica del fluido hasta elevarlo a la presión del punto 4, siempre en la zona de líquido.

Transferencia de calor al fluido de trabajo cuando circula a presión constante en el generador de vapor. En una primera etapa se alcanzan las condiciones de líquido saturado desde el punto 4 y posteriormente se produce el cambio de fase a temperatura constante hasta volver al punto 1.

Las presiones de condensado y absorción de calor por parte del fluido de trabajo son dos variables con importante efecto en el rendimiento global del ciclo, puede demostrarse que a mayor diferencia de presiones entre ambos cambios de fase más alto será el rendimiento del ciclo.

La diferencia entre las presiones está determinada en una planta real que opera con un ciclo de vapor por el título de vapor a la salida de la turbina, si el flujo que atraviesa la turbina tiene un título demasiado bajo el impacto de las gotas de líquido que se generan en los alabes de la turbina girando a gran velocidad provocarían la erosión de estos e implicaría un mantenimiento y costes muy elevados, es por ello que en la práctica es común mantener títulos de vapor en este punto superiores al 90%.

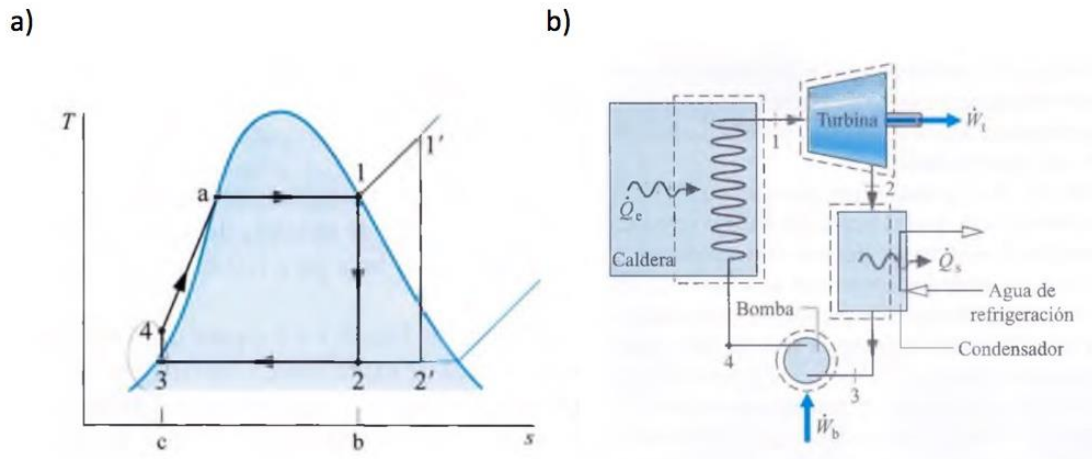


Fig.2.7. a) Esquema de un ciclo de Rankine ideal. **b)** Diagrama T-S de un ciclo de Rankine ideal.

Con el objetivo de poder aumentar la relación de presiones del ciclo sin modificar el título de vapor se han diseñado diferentes modificaciones del ciclo que permiten aumentar el rendimiento de este considerablemente y son utilizadas en todas las plantas que operan con esta tecnología.

El sobrecalentamiento es una de ellas, se trata de transferir al vapor de agua generado mayor energía obteniendo vapor sobrecalentado. Esta mejora sobre el ciclo simple implica una mayor temperatura media de absorción de calor y una presión de condensación más baja para el título de vapor mínimo definido.

El recalentamiento es otra técnica de mejora del rendimiento del ciclo. Se basa en la división de la expansión del vapor en dos etapas y se aplica en las centrales junto a la anterior, en la primera de ellas se expande el fluido hasta una presión entre la del generador de vapor y el condensador, posteriormente el mismo flujo de vapor es recalentado de nuevo en el generador de vapor se vuelve a expandir hasta la presión de condensado. Esta mejora permite trabajar con presiones de evaporación mayores además la obtención de un mayor trabajo a costa de un aporte calórico extra.

Otro método comúnmente usado para mejorar el rendimiento térmico de las centrales es el precalentamiento regenerativo del agua de alimentación. Se trata de un método que eleva la temperatura de entrada del agua en el generador de vapor por medio de otro fluido más con más energía, generalmente suelen ser extracciones de vapor de las turbinas.

Este precalentamiento se puede hacer por medio de intercambiadores de calor abierto, también llamados desairadores, en el cual las dos corrientes se mezclan para dar una corriente de salida a temperatura intermedia. Al tratarse de un intercambiador de calor abierto con mezcla de fluido implica que ambos han de estar a la misma presión, por lo que la bomba de condensado ha de comprimir el agua hasta la presión a la que se extrae el vapor de la turbina para que estos puedan ser mezclados, y posteriormente, tras el precalentamiento, volver a comprimir el agua hasta la presión de evaporación definida.

El precalentamiento regenerativo también puede hacerse por medio de intercambiadores cerrados del tipo tubo-carcasa, de la misma forma que con el abierto. En este caso el vapor de agua condensaría por fuera de los tubos para aumentar la temperatura del agua de alimentación. En los intercambiadores cerrados, al no haber mezcla de fluidos, no es necesario que estos estén a la misma presión ahorrando el trabajo de la bomba.

En las centrales que operan con estos ciclos se hacen varios precalentamientos, el número máximo está determinado por el análisis económico puesto que cuanto mayor sea, mayor es el rendimiento de la central. De los múltiples intercambiadores de calor que se utilizan en una central, al menos uno de ellos es abierto, y opera a una presión mayor a la presión atmosférica para poder eliminar el oxígeno y otros gases disueltos en el agua, en un proceso llamado desgasificación.

El aumento del rendimiento de la central debido al precalentamiento regenerativo se debe a la reducción calórica que ha de aportar el combustible, o fuente de calor, al fluido de trabajo para su evaporación. En la práctica se optimizan las condiciones de operación de forma que la reducción del calor apartado compense el descenso de trabajo producido por las extracciones de vapor de la turbina.

Adicionalmente a las modificaciones para aumentar el rendimiento térmico del ciclo se hacen otras modificaciones como la extracción de una pequeña cantidad de vapor de la entrada de la turbina de alta presión, llamada 'sealing', a la turbina de baja. La función del 'sealing' es la prevención de fugas entre las partes móviles de la turbina y las partes fijas durante el funcionamiento en condiciones normales de la turbina; asimismo, en condiciones de arranque de la turbina, previene la condensación del vapor debida a la diferencia de presiones y temperatura entre el interior y exterior de esta.

2.2.2. Receptor: Torre de concentración

El receptor es el componente de la instalación donde se produce la transformación de la radiación solar procedente del reflejo del campo de heliostatos en calor. Es un elemento clave en el diseño y eficiencia de la planta.

El objetivo principal del receptor es transmitir de la forma más eficiente posible la energía al fluido caloportador que circula por la torre, la sal fundida.

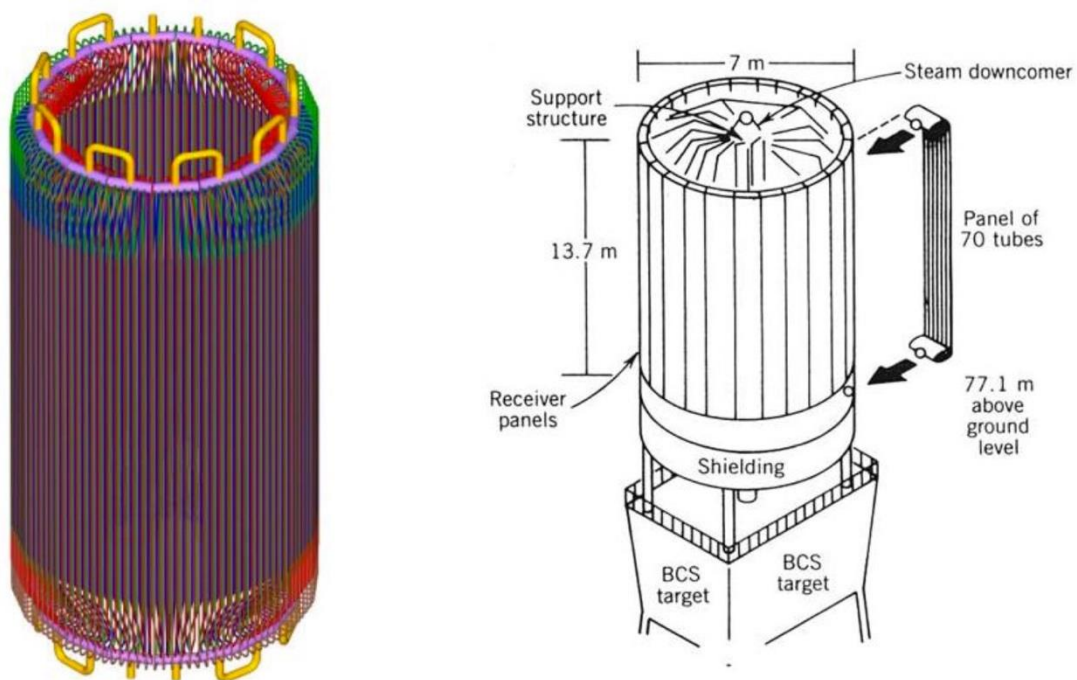


Fig.2.8. Esquema de un receptor solar de torre

Se han desarrollado varios tipos de receptores con geometrías distintas pero siempre con el mismo principio de funcionamiento. El tipo de receptor más utilizado en centrales termosolares de torre es el de geometría cilíndrica.

El funcionamiento del receptor es el siguiente. Desde el tanque frío, donde se almacena la sal a temperaturas mayores de 280 °C se comprime el fluido para hacerlo subir hasta el receptor, al que entra la sal por la cara norte, y tras ser esta calentada, sale por la cara sur. Dentro del receptor el flujo de sal se divide formando un panel de tubos para cubrir el área completa del receptor.

De cara al rendimiento del ciclo de potencia una mayor temperatura del receptor significa un mayor rendimiento del ciclo, pero a su vez, altas temperaturas implican pérdidas por emisión infrarroja al exterior. Por lo tanto la temperatura del receptor es optimizada teniendo en cuenta ambos efectos.

2.2.3. Sistema de almacenamiento

El sistema de almacenamiento de sales a alta temperatura es el factor más destacable de esta tecnología frente a otras renovables. La posibilidad producción en momentos de mayor demanda implica mayor beneficio para el operador de la planta es lo que ha generado el gran interés sobre este tipo de tecnología.

El concepto de almacenamiento es muy sencillo, toda la radiación captada que no se utiliza para la producción en el mismo momento es utilizada para calentar un mayor flujo de sal que se almacena a la temperatura máxima en tanques para ser utilizadas en horas de baja radiación y donde la demanda sea mayor.

Podemos diferenciar dos tipos de almacenamiento de energía, el almacenamiento de calor sensible y almacenamiento de calor latente. El primero es debido a un cambio de temperatura del material mientras que el segundo implica un cambio de fase del mismo. En plantas que utilizan sales fundidas como fluido caloportador en el receptor, el almacenamiento de energía es debido únicamente al incremento de temperatura de la sal.

Una planta termosolar con almacenamiento de energía puede operar de tres modos diferentes:

Modo de carga: durante las horas del día de aprovechamiento de la radiación solar la planta únicamente está elevando la temperatura de la sal y almacenándola en el tanque de sales calientes sin necesidad de producir electricidad, bien porque no es demandada o porque al operador de la planta prefiere no vender la energía en ese momento.

Modo de descarga: se produce cuando la planta está produciendo electricidad con la sal almacenada anteriormente en el tanque caliente.

Modo de compatibilidad: es la combinación de las dos y el modelo más común durante las horas del día. Permite generar electricidad a la vez que la sal que se puede calentar y no es necesario utilizarla en el momento de la producción se almacena.

2.3. Exergía y análisis exergético

Siguiendo el segundo principio de la termodinámica, transformar completamente el calor en trabajo no es posible porque se producen irreversibilidades, pérdidas de energía. Los principios de conservación de masa y energía no indican por si solos la importancia de estas irreversibilidades. El estudio exergético permite determinar cuantitativamente las pérdidas producidas y localizar que equipos de la planta con mayores índices de pérdidas.

Se puede definir exergía como el máximo trabajo teórico que puede obtenerse de la interacción mutua entre el sistema y el ambiente hasta alcanzar el equilibrio.

El valor de la exergía por tanto depende tanto de la definición del sistema como del ambiente.

En un análisis exergético es necesario definir las propiedades del estado muerto, entendiendo este como el punto equilibrio entre el sistema y el ambiente. Numerosos estudios han analizado el efecto de las propiedades del estado muerto en el análisis exergético de plantas de potencia. Por lo general, la temperatura del estado muerto no afecta en gran medida a los resultados del análisis exergético, disminuyendo sensiblemente la eficiencia de la planta según el temperatura del estado muerto aumenta.

Para este caso se han definido las condiciones del estado muerto, tanto para el agua como para la sal, como las condiciones normales, es decir:

$$T_0 = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$p_0 = 1 \text{ bar}$$

Considerando un volumen de control estacionario, el balance de exergía aplicado a cada componente puede definirse como:

$$\sum_i^N \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_{i,k} + \sum_i^N \dot{E}_{i,k} = \dot{E}_{W,k} + \sum_e^N \dot{E}_{e,k} + \dot{E}_{D,k} \quad (2.1)$$

Donde el primer término hace referencia a la exergía producida en el intercambio de energía térmica en el intercambio de calor a través de la fronteras del volumen de control definido para el componente a temperatura T_i ; los términos E_i e E_e hacen referencia a las exergías de entrada y salida del volumen de control; E_W es la exergía transferida como trabajo; y E_D es la exergía destruida en el componente.

La expresión general de la exergía para las entradas y salidas del volumen de control se puede definir como la suma de sus componentes físicos y químicos.

$$\dot{E} = \dot{E}_{ph} + \dot{E}_{ch} = m[(h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{1}{2}V^2 + gz + e^{CH}] \quad (2.2)$$

En el caso de este estudio, no se considera ningún cambio en la composición de los fluidos de trabajo en los componentes por lo que no habrá componente química, y las exergías cinéticas y potenciales se pueden considerar despreciables

El balance de exergía puede calcularse para cada componente aplicando la ecuación (2.1) o utilizando la aproximación desarrollada por Lozano y Valero [21]. Este método clasifica las exergías como ‘fuel’, es el aporte exergético que necesita el sistema para conseguir su función; ‘producto’, el resultado del sistema que se desea; y ‘perdidas’. Las pérdidas se definen como la diferencia entre el la exergía del fuel y del producto.

$$\dot{E}_D = \dot{E}_{Fuel} - \dot{E}_{Producto} \quad (2.3)$$

De la misma forma se puede definir una eficiencia exergética para cada componente como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_{Producto}}{\dot{E}_{Fuel}} \quad (2.4)$$

3. METODOLOGÍA

Para el estudio del comportamiento de la central termosolar ante los efectos del cambio de presión se ha realizado un modelo numérico para calcular las propiedades de los diferentes puntos del ciclo en función de la principal variable de estudio, la presión máxima del ciclo, o la presión de entrada a la turbina de alta presión; y de una serie de parámetros de diseño, constantes para todas las presiones que se van a estudiar.

Para ello se ha realizado un proyecto en la herramienta de software matemático Matlab, la cual permite la creación y resolución de algoritmos gracias a su entorno de desarrollo integrado y su propio lenguaje de programación (M). La herramienta Matlab también cuenta con una biblioteca de funciones matemáticas muy desarrollada, esencial para la iteración en el cálculo del modelo.

La principal función que se ha implementado en el modelo es la llamada por Matlab como 'fsolve' la cual nos permite resolver sistemas de ecuaciones no lineales de la forma $F(x)=x$ de forma iterativa a partir de una solución inicial dada, x_0 .

Se ha hecho uso además de otros algoritmos externos la biblioteca de Matlab. XSteam [6] es un algoritmo que permite el cálculo de las propiedades del agua y del vapor siguiendo la normativa IAPWS IF-97. Para el cálculo de las propiedades de la sal se ha creado una función que permite calcular cualquiera de las propiedades del fluido en función de la temperatura.

3.1. Esquema del modelo numérico de la planta

El modelo numérico ha sido diseñado dividiendo el ciclo completo en tres partes, el power block, el steam generator y el ciclo de sal.

Primeramente, partiendo de las condiciones de diseño y con las consideraciones necesarias descritas en los siguientes puntos, se han calculado las presiones y temperaturas (por consiguiente también las entalpías) de todos los puntos del PB y del SG de forma conjunta y siguiendo el orden indicado en figura .3.1.

Con las propiedades del agua y vapor se ha planteado un sistema de ecuaciones, descrito más en detalle en su correspondiente apartado, que toma como variables todas las potencias generadas y consumidas por las turbinas y las bombas respectivamente; la potencia intercambiada en el SG entre el ciclo de sal y el ciclo de agua, los todos los flujos másicos de ambos ciclos y las temperaturas de la sal en el SG.

Por último se ha realizado el estudio exegético mediante el cálculo de la exergía de cada punto y posteriormente realizando el balance exergético para conocer la exergía destruida (E_D) en cada elemento.

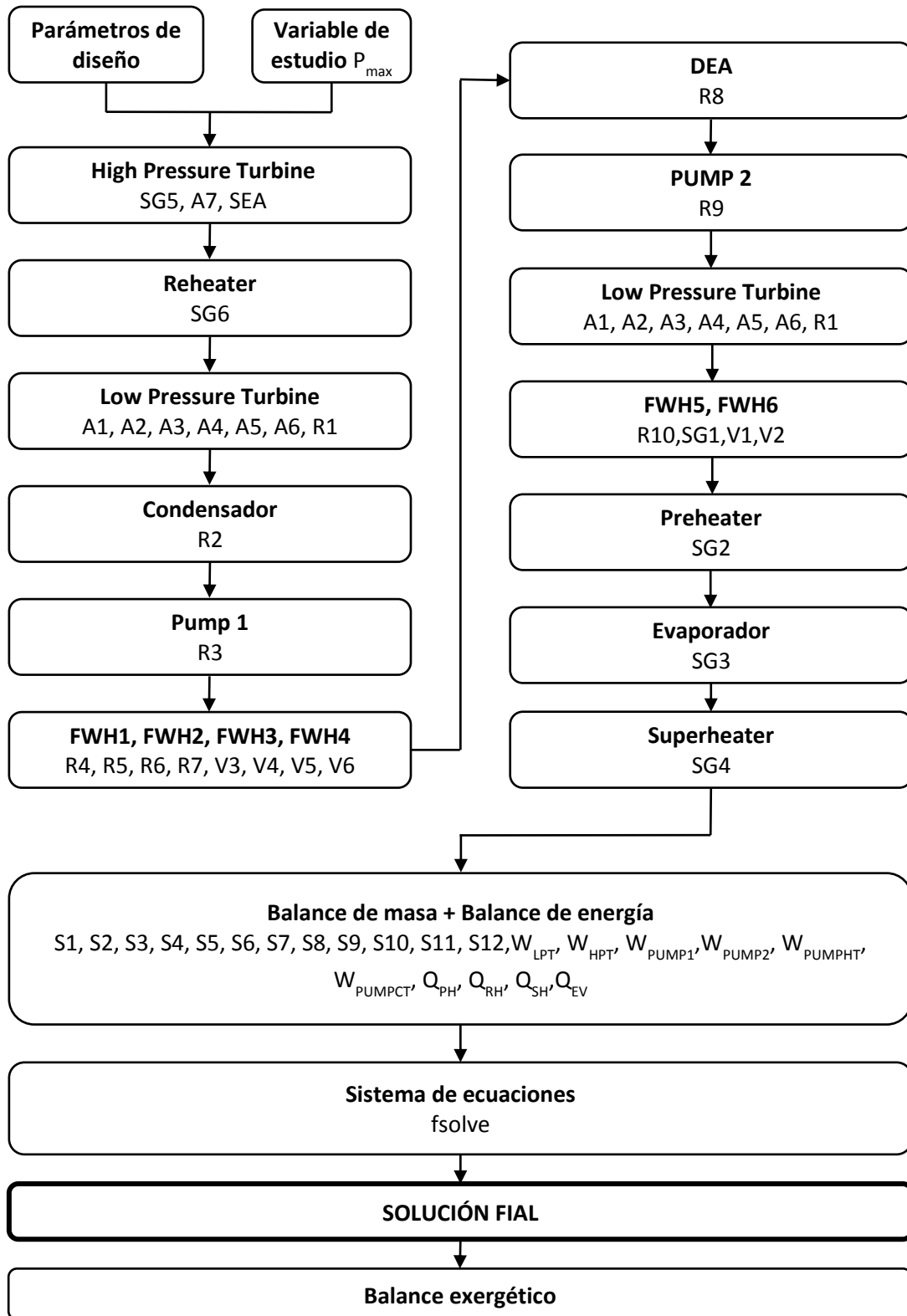


Fig. 3.1. Esquema general del modelo numérico de la SPTP de estudio.

3.2. Parámetros de diseño y consideraciones iniciales

3.2.1. Generador de vapor

El generador de vapor o steam generator (SG) ha sido modelizado teniendo en cuenta únicamente los intercambiadores de calor: preheater, evaporador, superheater y reheater.

Por el lado del agua se han tomado las siguientes consideraciones: el fluido sufre una pérdida de carga de 2 bares por elemento, a excepción del evaporador, para tener las condiciones de saturación del fluido constantes a lo largo del intercambiador. Se ha considerado como preheater la parte del intercambiador que abarca desde las condiciones de entrada hasta el punto de saturación líquida del fluido; evaporador, desde la salida del preheater hasta las condiciones de vapor saturado; y superheater, desde la salida del evaporador hasta las condiciones de diseño de presión máxima de entrada a la turbina y temperatura máxima del ciclo. Por su parte, el reheater, eleva la temperatura del fluido de nuevo hasta la temperatura máxima de diseño, tras el paso de este por la turbina de alta presión.

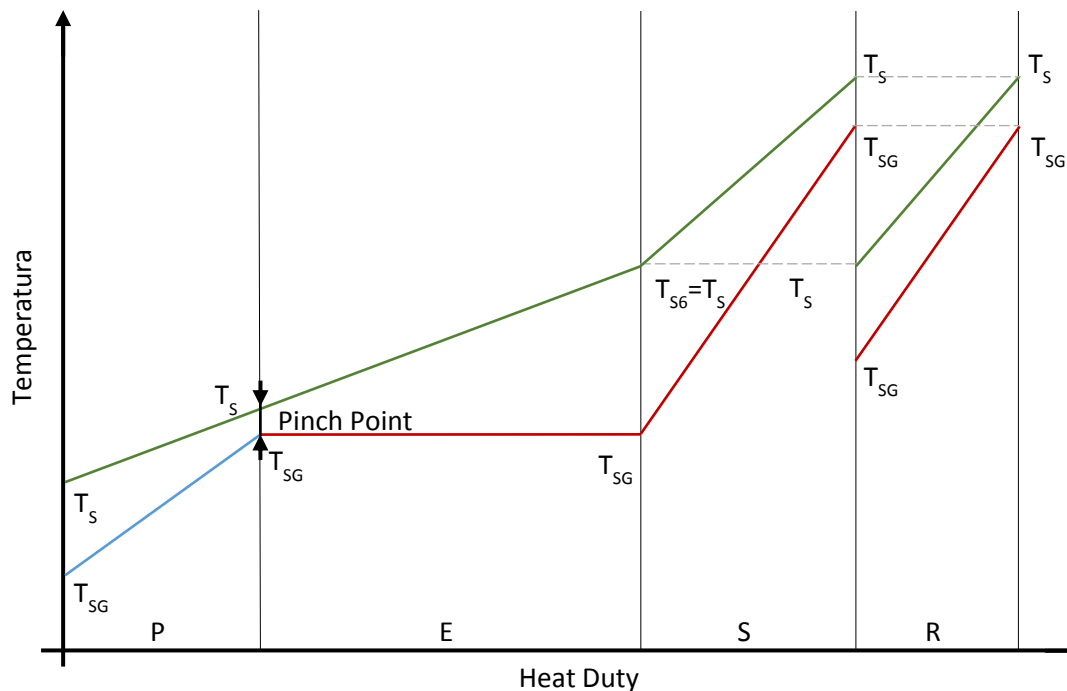


Fig. 3.2. Diagrama de temperaturas del Steam Generator.

Por el lado de la sal, el flujo de sal procedente del tanque de almacenamiento caliente depende directamente de la energía intercambiada en todo el intercambiador de calor necesaria para la producción de la potencia neta (110 MW) de la planta. El flujo de sal sufrirá una pérdida de presión en todos los elementos del generador de vapor de 5 bares, salvados por la bomba de alimentación del steam generator situada justo después de la salida del tanque caliente.

Siguiendo el sentido del flujo de la sal, primeramente este se separa para abastecer las necesidades del superheater y reheater, a la salida de ambos elementos se ha supuesto que las pérdidas de presión y las temperaturas son iguales. Seguidamente los dos flujos de sal se unen para terminar el paso por el evaporador y el preheater.

La temperatura de salida del evaporador viene determinada por el Pinch Point y por la temperatura de saturación del agua en el evaporador.

Pinch Point

El Pinch Point se define como el punto en el que la diferencia de temperaturas entre las curvas de fuel y de producto en un intercambiador de calor es mínima. Se puede afirmar que cuanto más pequeño es este valor, más eficiente es el intercambiador de calor y por consiguiente, más caro; por el contrario, cuanto mayor es el valor de pinch point las irreversibilidades producidas en el proceso son aumentan y con ellos las pérdidas, reduciendo la eficiencia del intercambiador de calor.

El pinch point es definido para el generador de calor del caso estudiado de este trabajo como la diferencia de temperaturas entre la presión de saturación del agua en el evaporador, y la temperatura de salida de la sal en el evaporador, como puede verse en figura 3.2.

$$PP_{SG} = T_{S7} - T_{SG2} \quad (3.1)$$

Los resultados del estudio de la influencia del diseño del steam generator en el análisis exergoeconómico de la planta de estudio, tomando como principal variable el pinch point, muestran que: para minimizar la exergía destruida el pinch point sería de 1 °C mientras que el estudio exergoeconómico muestra que el valor del pinch point óptimo estaría entre 2-3 °C [4]. Es por ello que en este trabajo se tomará como referencia y condición de diseño un Pinch Point de 2.5 °C.

El preheater es el último elemento del steam generator que recorre la sal, la temperatura de salida de este elemento está influenciada por el valor del pinch point del steam generator, cuanto mayor sea el valor de este, mayor será la temperatura de salida del intercambiador. Ha de tenerse en consideración que debido a la naturaleza de la sal, en el punto de temperatura más bajo del ciclo, esta no debe ser inferior a 280 °C para no incurrir en cambios de estado sobre este fluido.

Todos los elementos del steam generator se han supuesto adiabáticos por lo que el rendimiento del bloque es del 100%.

3.2.2. Turbina de alta presión

En la modelización de la turbina de alta presión (HPT) se ha tenido en cuenta un rendimiento de este elemento del 88.37%, y se ha tenido en cuenta que la única extracción que se hace en esta turbina para la regeneración en los feed water heaters se encuentra en las mismas condiciones que la salida de la turbina.

La presión de salida de la turbina de alta presión está definida por la optimización de la última etapa de precalentamiento del agua en los FWH. Basándose en aproximaciones por cálculos numéricos (F.N. Alexe, y V.E. Cenusă [2]) se pueden analizar los efectos en el calor cedido en el SG y la potencia neta del ciclo para un 1kg de vapor en la turbina de alta presión (HP). Se puede acertar que la presión del último sangrado de las turbinas para el precalentamiento de agua que maximiza el rendimiento de del ciclo se establece de forma general con la ecuación:

$$\left(\frac{p_f}{p_0}\right)^\eta \cong \left(\frac{p_{cond}}{p_0}\right)^{\frac{4}{8n+5}} \quad (3.2)$$

Donde la variable p_f es la presión de sangrado de la última etapa de precalentamiento, p_0 , la presión máxima del ciclo, p_{cond} , la presión de condensación del ciclo y n , número de sangrados o etapas de precalentamiento.

Sin embargo, optimizando la fase de precalentamiento del agua únicamente por el rendimiento del ciclo, figura 3.3., nos lleva a que el valor del calor cedido y la potencia neta sean muy bajas, como se puede ver en la figura 3.4; lo que conlleva una demanda de vapor muy alta. En la práctica se trabaja con relaciones de presión más bajas, lo que permite el trabajo con flujos de vapor menores, pero también con rendimientos ligeramente inferiores. Por tanto la ecuación 1 se transforma en:

$$\left(\frac{p_f}{p_0}\right) \cong \left(\frac{p_{cond}}{p_0}\right)^{\left(\frac{1}{11} + \frac{1}{2} \frac{\frac{1}{n}}{\frac{1}{n}}\right)} \quad (3.3)$$

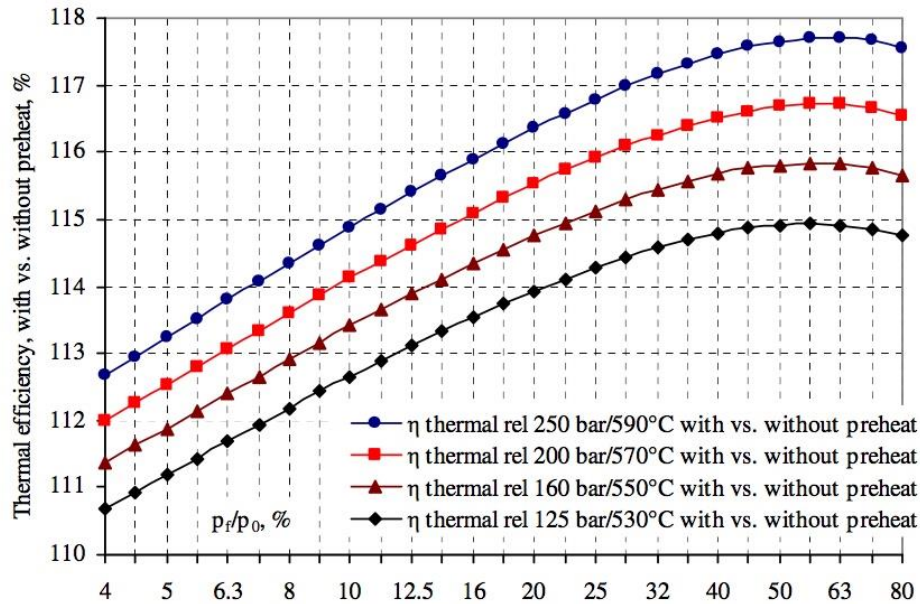


Fig.3.3. Gráfico comparativo del rendimiento térmico del ciclo ($\eta_{preheat}/\eta$) en función de la presión de recalentamiento o última presión del precalentamiento ($p_{preheat}/p_0$) (F.N. Alexe, V.E.Cunusa)

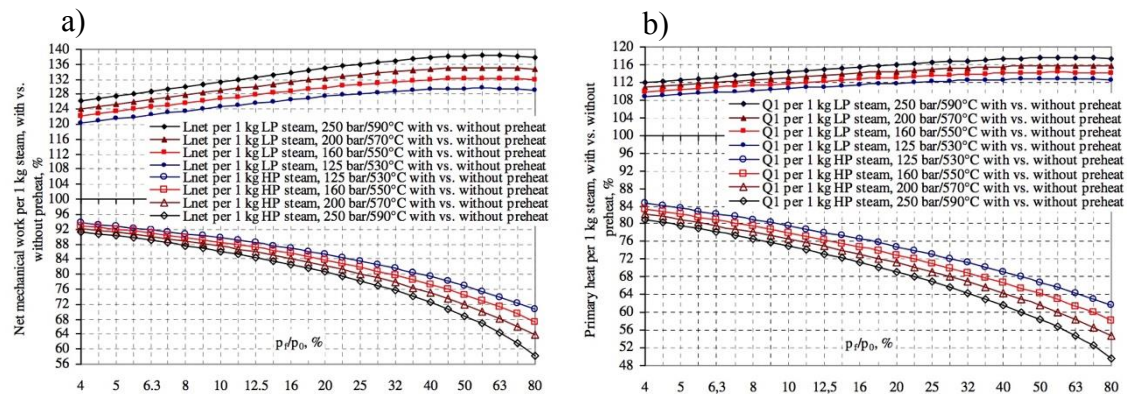


Fig.3.4. Gráfico comparativo a) de la potencia neta del ciclo por kg de vapor ($W_{net, reheat}/W_{net}$), b) de la potencia intercambiada en el Steam Generator por kg de vapor ($Q_{sg, reheat}/Q_{sg}$), en función de la presión de recalentamiento o última presión del precalentamiento (p_{reheat}/p_0) (F.N. Alexe, V.E.Cunusa)

3.2.3. Turbina de baja presión

La modelización de la turbina de baja presión (LPT) está definida principalmente por su presión de entrada, igual a la presión de recalentamiento o extracción de la turbina de baja presión, y la presión de salida, establecida por el diseño del condensador e igual a 0.0783 bares. El rendimiento de esta turbina se ha estimado de 92.04%.

La temperatura de entrada a la turbina está definida por la salida del reheater, es decir, la temperatura es la temperatura máxima que se ha fijado para el ciclo.

Para el cálculo de las presiones de extracción de la turbina de baja presión se ha seguido un modelo de diferencia de entalpías constantes en cada etapa de la turbina, entendiendo como etapa la diferencia entre una extracción y la siguiente.

Se obtienen las presiones de los sangrados de forma iterativa, y suponiendo en la primera iteración que el rendimiento de la turbina completa es aplicable a todas las etapas. El procedimiento de cálculo de estas presiones puede verse en la figura 3.5, donde n es el número de extracciones de la turbina, e i el indicador de cada extracción.

3.2.4. Condensador

Para la planta de estudio en este trabajo se ha elegido un condensador refrigerado por agua, en el que las temperaturas de entradas y salida del refrigerante son 20 y 45 °C. La presión de condensado a la que se ha diseñado este elemento es igual a 0.0783 bar.

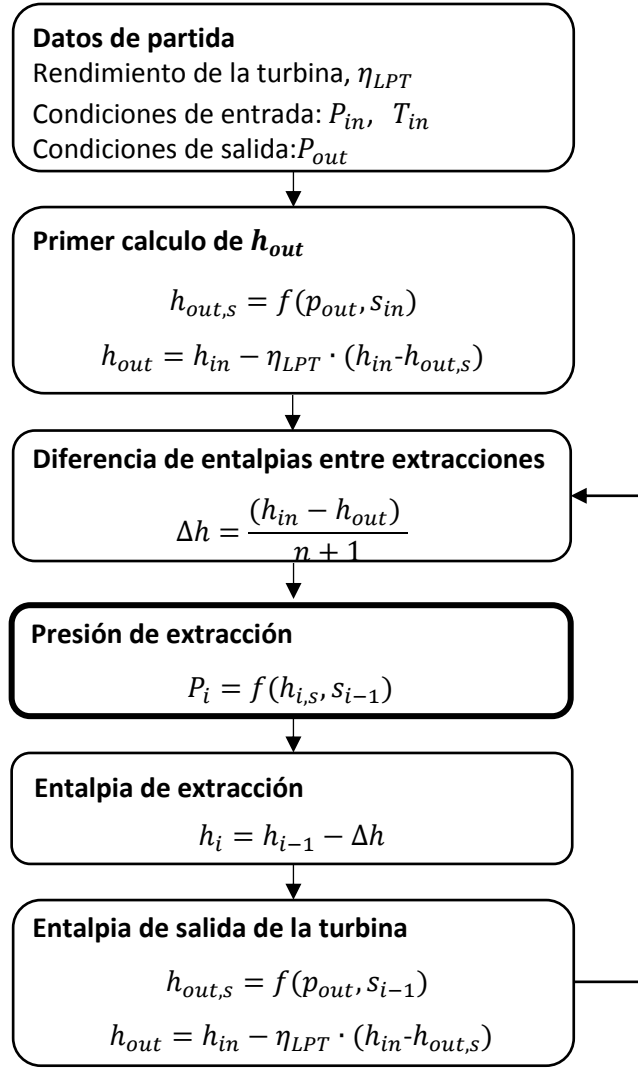


Fig.3.5. Esquema del modelo matemático para el cálculo de las presiones en las extracciones de la turbina de baja presión.

3.2.5. Feed water heater

En la central termosolar de estudio en este trabajo se han tenido en cuenta 7 intercambiadores de calor, 6 de ellos cerrados y 1 abierto.

El diseño de los intercambiadores de calor se hace en base a dos variables: Termal Temperature Difference (TTD) y Drain Coller Approach (DCA), ambas son función de las temperaturas de los fluidos y se definen de la siguiente manera:

$$TTD = T_{carc,sat} - T_{tub,out} \quad (3.4)$$

$$DCA = T_{carc,out} - T_{tub,in} \quad (3.5)$$

Donde $T_{carc,sat}$ es la temperatura de saturación del fluido de la carcasa; $T_{carc,out}$, la temperatura de salida del mismo fluido. $T_{tub,in}$ y $T_{tub,out}$ son las temperatura de entrada y salida, respectivamente, del flujo principal, es decir, del fluido que circula por los tubos.

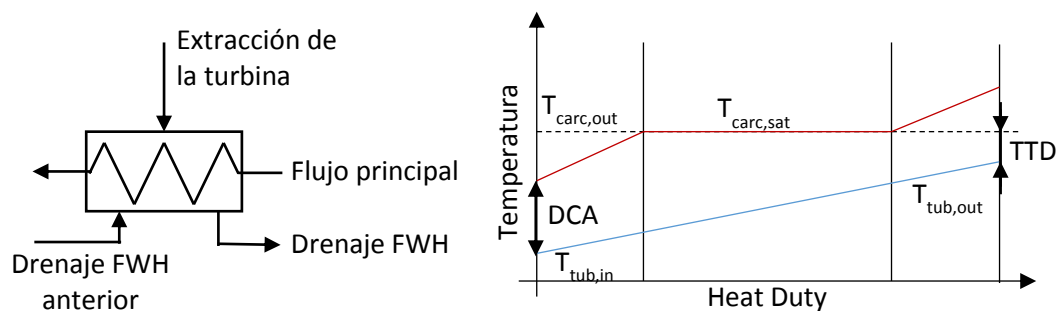


Fig.3.6. Esquema general de un Feed Water Heater cerrado. Diagrama de temperaturas de un FWH.

Según el esquema de la planta de la figura 3.6. se realiza la distinción entre FWH de alta y baja presión. Se han considerado FWH de alta presión a los elementos FWH5 y FWH6, para los que se ha definido un DCA de 5.6; y un TTD para el FWH5 de -1 y para el FWH6 de -0.5. Los FWH considerados de baja presión son el resto de elementos que componen la línea de regeneración del ciclo: FWH1, FWH2, FWH3, FWH4 y DEA. Para todos estos FWH se han tomado los valores de DCA y TTD como 5.6 y 1.7 respectivamente.

Se ha tenido en cuenta también una pérdida de carga en las extracciones de las turbinas, asociadas principalmente a la distancia que hay en una planta entre la turbina y los intercambiadores de calor y los codos en los tubos que conectan estos elementos. Se ha considerado para los FWH de alta presión una pérdida de carga del 3% respecto a la presión de extracción de la turbina, mientras que para los de baja presión la pérdida de presión asciende al 5%. La pérdida de carga del fluido de los tubos se ha considerado de 2 bares por cada intercambiador de calor.

3.2.6. Desairador

El desairador o deareator (DEA) es el único intercambiador de calor abierto de la línea de regeneración de ciclo en el que los fluidos se mezclan. En la modelización de este intercambiador se ha tenido en consideración que la presión a la que se mezclan los fluidos está determinada por la presión de la extracción A5 de la turbina aplicando el coeficiente de pérdida de carga, así mismo la salida del intercambiador se encuentra en condiciones de saturación a la presión de mezcla de fluidos del DEA.

3.2.7. Bombas de agua

La bomba de condensado, PUMP1, situada a la salida del condensador eleva la presión del agua para salvar las pérdidas de presión en los tubos de los Feed Water Heaters y llegar a la presión de la extracción A5 de la turbina, presión a la cual el flujo de dicha extracción y el flujo principal se mezclan en el DEA.

Tras este último elemento está situada la bomba de alimentación, encargada de elevar la presión hasta la máxima del ciclo y salvar las pérdidas de presión de los elementos del Steam Generator y los FWH5 y FWH6. A esta bomba se le asocia, únicamente en el cálculo de su consumo, todas las pérdidas de presión no incluidas en el resto de elementos del ciclo. El valor de estas pérdidas es de 21 bares.

3.2.8. Sistema de almacenamiento de sal

Para el sistema de almacenaje de sal se ha optado por dos depósitos, uno de sales calientes y otro de sales frías, para poder abastecer la demanda de calor del ciclo de vapor durante las 8 horas estimadas en las que se puede aprovechar la energía procedente del sol más 10 horas de funcionamiento en el momento en el que no se puede hacer uso de la energía solar. Para el volumen de los depósitos de sal es de 15.000 m³.

Se ha considerado como temperatura máxima de la sal 565 °C, temperatura que se alcanza en la torre y se mantendrá en el tanque de almacenamiento caliente. La temperatura de almacenamiento del tanque frío está determinada por el calor transferido en el Steam Generator, y como se ha comentado en el punto anterior, esta se ha fijado no inferior a 280 °C para evitar cambios de estado en el fluido. Las presiones de almacenamiento de la sal en los tanques son relativamente bajas gracias a la naturaleza de la sal, la cual permite mantener una gran cantidad de energía en el fluido en estado líquido. Se ha considerado una presión de almacenamiento de la sal en el tanque caliente es de 1.5 bares y de 5.5 bares para el tanque frío.

Ambos tanques de almacenamiento se han supuesto ideales y adiabáticos. Por lo que la temperatura de entrada en la torre será igual que la temperatura de salida cuando el fluido sea demandado por el Steam Generator.

3.2.9. Receptor central de torre

En la modelización de la torre se ha supuesto que la temperatura máxima que alcanza la sal a su paso por dicho elemento es de 565 °C, constante para todos los casos de estudio. La altura de diseño de la torre receptora es de 195 m.

Se ha definido el rendimiento de la torre, en base a parámetros del ciclo, como:

$$\eta_{receptor} = \frac{\dot{Q}_{sal}}{\dot{Q}_{solar\ field}} = \frac{\dot{m}_{sal}(h_{S11}-h_{S10})}{\dot{Q}_{solar\ field}} \quad (3.6)$$

Donde \dot{Q}_{sal} es el calor cedido a la sal en el receptor y $\dot{Q}_{solar\ field}$ es el calor recibido por el receptor desde el campo de heliostatos.

El rendimiento del receptor no puede considerarse constante ya que variará en función de un gran número de variables, de las cuales varias se ven modificadas con el aumento de la presión del ciclo de vapor. La primera de las variables que afectan al rendimiento del receptor es la potencia recibida del campo de heliostatos, es efecto de este valor ha sido analizado en (M.R.Rodriguez-Sanchez, A. Sanchez-González, D. Santana [19]). Donde se ha establecido la relación entre calor cedido y rendimiento de la torre, mostrado en la figura 3.7. en la cual el eje de abscisas es la relación entre el calor cedido en cada caso y el calor máximo cedido; el eje de las ordenadas se trata del rendimiento del receptor. Establecemos que el calor máximo cedido en la torre tiene lugar para el estudio a presión de 120 bar, para esta presión se le asocia a la torre un rendimiento del 76%. Cabe señalar que la figura 3.7 se ha obtenido considerando constantes las temperaturas del tanque frío y caliente, condiciones que no se cumplen en nuestro estudio.

Otra variable que afecta al rendimiento del receptor es la temperatura de entrada de la sal en la torre, es decir, la temperatura de almacenamiento de la sal en el tanque frío. Las torres son diseñadas para trabajar a unas condiciones determinadas, fuera de esas condiciones el rendimiento de los elementos se ve muy alterado. Al ser el cálculo del rendimiento del receptor un cálculo muy complejo, ya que es necesario considerar el apuntamiento de los heliostatos sobre el receptor y las pérdidas convectivas entre otros

factores, en este trabajo se va a considerar que este varía de forma lineal con la temperatura de entrada de la sal en la torre.

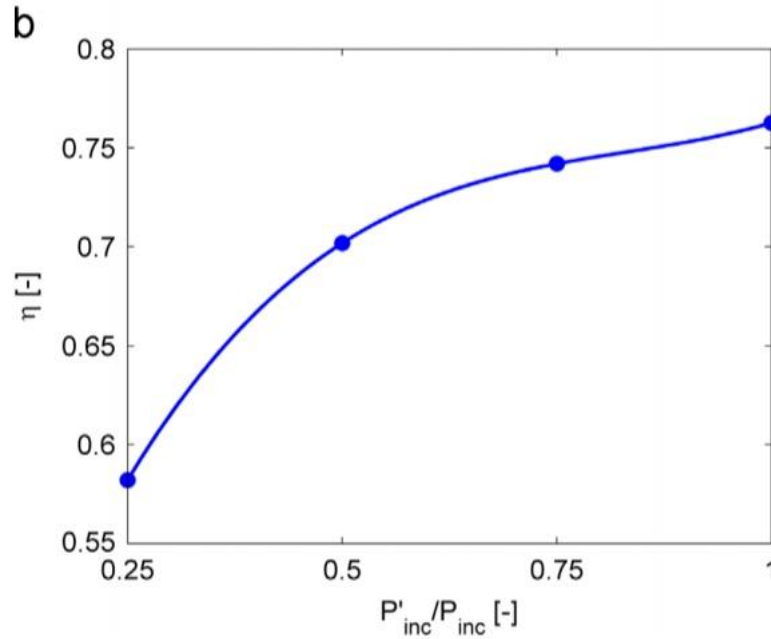


Fig.3.7. Variación del rendimiento del receptor solar en función de la potencia transmitida. (M.R.Rodriguez-Sanchez, A. Sanchez-González, D. Santana)

3.2.10. Campo de heliostatos

Para el diseño del campo de heliostatos se ha tenido en consideración una eficiencia del conjunto $\eta_{solar.field}=43\%$, que se considerará constante para todos los casos de estudio. El área de cada heliostato será de 115.7 m^2 . El número de heliostatos dependerá de la energía solar demandada por la torre para elevar la temperatura de la sal.

La potencia cedida por la radiación solar reflejada por el campo de heliostatos hacia la torre se ha calculado siguiendo la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{solar field} = DNI A_h n_h \eta_{solar field} \quad (3.7)$$

Donde DNI (*Direct Normal Irradiation*) es la radiación emitida por el sol; A_h , el área de cada heliostato y n_h , el número de heliostatos.

El valor de DNI se ha tomado como 950 W/m^2 constantes como condiciones de diseño para todos los casos estudiados.

3.2.11. Bombas de sal

La principal función de las bombas de sal es aumentar la presión de la sal para salvar las pérdidas de carga producidas en los elementos del ciclo, mantener la presión de almacenamiento correcta y asegurar el funcionamiento continuo del mismo.

El elemento llamado PUMPHT es la bomba situada a la salida del tanque de alta presión y es la encargada de elevar la presión para salvar los 4.5 bares de pérdida de carga sufridos

por la sal en el Steam Generator y permitir el almacenamiento a 5.5 bares en el tanque frío.

La bomba de alimentación de la torre eleva la presión del fluido para que este ascienda hasta el receptor. El incremento de presiones de esta bomba se ha definido como:

$$\Delta p_{pump,CT} = p_{HT} + \Delta p_{sal} + g\rho_{sal}\Delta z \quad (3.8)$$

Donde se tiene en cuenta la presión de almacenamiento de la sal en el tanque caliente p_{HT} , las pérdidas de presión del ciclo de la sal Δp_{sal} y la presión necesario para elevar el fluido hasta el receptor en la torre. Teniendo en cuenta estos factores se ha calculado un incremento de presión de 66 bares.

Ambas bombas se han supuesto ideales, con una eficiencia del 100%.

3.3. Balance de masa y balance de energía

Tras el cálculo de las propiedades de los puntos del ciclo de vapor, el resto de parámetros son incógnitas de un sistema de ecuaciones resultante de estudiar el balance de masa y el balance de energía de todos los elementos.

Balance de masa:

$$0 = \sum_{in} \dot{m}_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} \quad (3.9)$$

Balance de energía:

$$0 = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_{in} \dot{m}_{in} h_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} h_{out} \quad (3.10)$$

Para todo el sistema se consideran despreciables los efectos de la velocidad y la altura en el balance de energía, así mismo se consideran estacionarios los volúmenes de control de todos los elementos estudiados. Se han considerado ambos fluidos, sal y agua, de cara al modelado del ciclo, como líquidos ideales caloríficamente perfectos, por lo que podemos asumir:

$$h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1) + \vartheta(p_2 - p_1) \quad (3.11)$$

A continuación se muestran las ecuaciones más relevantes en el sistema que soluciona el modelo.

Partiendo de la potencia neta de la central se obtiene el siguiente balance energético, el cual sirve para calcular los flujos máscicos para que la suma de las potencias de cada elemento.

$$W_{net} = W_{HPT} + W_{LPT} - (W_{PUM,P1} + W_{PUM,P2} + W_{PUMP,HT} + W_{PUMP,CT}) \quad (3.12)$$

Los componentes de esta ecuación son asimismo los balances de energía de los distintos elementos de la planta.

Balance de energía de la turbina de alta presión:

$$W_{HPT} = (\dot{m}_{SG4} - \dot{m}_{SEA})(h_{SG4} - h_{SG5}) \quad (3.13)$$

El balance de energía de la turbina de baja presión se hace por cada etapa de esta puesto que el flujo máscico cambia debido a las extracciones realizadas para la regeneración en los feed water heaters.

$$W_{LPT} = \sum_{i=1}^7 \dot{W}_i \quad (3.14)$$

$$W_1 = (\dot{m}_{SG6} + \dot{m}_{SEA})(h_{SG6} - h_{a6}) \quad (3.15)$$

$$W_2 = (\dot{m}_{SG6} + \dot{m}_{SEA} - \dot{m}_{a6})(h_{a6} - h_{a5}) \quad (3.16)$$

$$W_3 = (\dot{m}_{SG6} + \dot{m}_{SEA} - \dot{m}_{a6} - \dot{m}_{a5})(h_{a5} - h_{a4}) \quad (3.17)$$

$$W_4 = (\dot{m}_{SG6} + \dot{m}_{SEA} - \dot{m}_{a6} - \dot{m}_{a5} - \dot{m}_{a4})(h_{a4} - h_{a3}) \quad (3.18)$$

$$W_5 = (\dot{m}_{SG6} + \dot{m}_{SEA} - \dot{m}_{a6} - \dot{m}_{a5} - \dot{m}_{a4} - \dot{m}_{a3})(h_{a3} - h_{a2}) \quad (3.19)$$

$$W_6 = (\dot{m}_{SG6} + \dot{m}_{SEA} - \dot{m}_{a6} - \dot{m}_{a5} - \dot{m}_{a4} - \dot{m}_{a3} - \dot{m}_{a2})(h_{a2} - h_{a1}) \quad (3.20)$$

$$W_7 = (\dot{m}_{SG6} + \dot{m}_{SEA} - \dot{m}_{a6} - \dot{m}_{a5} - \dot{m}_{a4} - \dot{m}_{a3} - \dot{m}_{a2} - 1)(h_{a1} - h_{r1}) \quad (3.21)$$

A las bombas de agua se le han aplicado los siguientes balances, al considerar que tienen un rendimiento inferior al 100%

$$W_{PUMP,1} = \dot{m}_{R2}[C_{p,m}(T_{R3} - T_{R2}) + \vartheta_m(p_{R3} - p_{R2})] \quad (3.22)$$

$$W_{PUMP,2} = \dot{m}_{R8}[C_{p,m}(T_{R9} - T_{R8}) + \vartheta_m(p_{R9} - p_{R8})] \quad (3.23)$$

Para el caso de las bombas de sal, al ser el rendimiento del 100% únicamente se ha tenido en cuenta la diferencia de carga para el cálculo del trabajo consumido.

$$W_{PUMP,HT} = \dot{m}_{S12}\vartheta_m(p_{S1} - p_{S12}) \quad (3.24)$$

$$W_{PUMP,CT} = \dot{m}_{S9}\vartheta_m(p_{S10} - p_{S9}) \quad (3.25)$$

El cálculo del flujo másico de salida del tanque de almacenamiento frio se ha calculado haciendo un balance energético a todo el ciclo de sal, incluyendo el steam generator, considerando adiabático todo el sistema y teniendo en cuenta los tiempos de producción con almacenamiento y producción directa, y los tiempos de carga del tanque caliente.

$$\dot{W}_{produccion}t_{produccion} = \dot{W}_{tower}t_{sun} \quad (3.26)$$

$$(\dot{Q}_{PH} + \dot{Q}_{EV} + \dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{RH})t_{produccion} = \dot{m}_{tower}(h_{S11} - h_{S10})t_{sun} \quad (3.27)$$

Se ha considerado $t_{produccion}$ como la suma de los tiempos de producción directa (8 h) y de producción con almacenamiento (10 h); asimismo, t_{sun} , es el tiempo en el que el receptor aprovecha la energía del sol y puede calentar la sal, este tiempo se ha considerado de (8 horas).

El sistema planteado resuelve las temperaturas y los flujos másicos en los puntos del steam generator para el ciclo de sal, para ello se ha realizado el balance energético al sistema compuesto por preheater, evaporador, superheater y reheater, para ambos fluidos, como puede observarse en la figura 3.8., donde el fluido rojo hace referencia a la sal y el azul al agua.

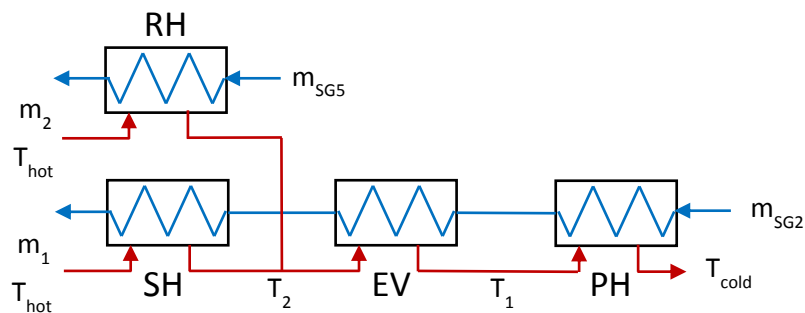


Fig.3.8. Esquema del Steam Generator (nomenclatura sistema del ciclo de sal)

$$(\dot{m}_1 + \dot{m}_2)Cp_{sal}(T_1 - T_{cold}) = \dot{Q}_{PH} = \dot{m}_{SG2}(h_{SG2} - h_{SG1}) \quad (3.28)$$

$$(\dot{m}_1 + \dot{m}_2)Cp_{sal}(T_2 - T_1) = \dot{Q}_{EV} = \dot{m}_{SG2}(h_{SG3} - h_{SG2}) \quad (3.29)$$

$$\dot{m}_1 Cp_{sal}(T_{hot} - T_2) = \dot{Q}_{SH} = \dot{m}_{SG2}(h_{SG4} - h_{SG3}) \quad (3.30)$$

$$\dot{m}_2 Cp_{sal}(T_{hot} - T_2) = \dot{Q}_{RH} = \dot{m}_{SG5}(h_{SG6} - h_{SG5}) \quad (3.31)$$

$$PP_{SG} = T_1 - T_{SG2} \quad (3.32)$$

3.4. Balance exergético

El balance exergético ha sido modelado siguiendo la aproximación desarrollada por Lozano-Valero descrita en la sección 2.3. Los balances exergéticos mostrados a continuación han sido calculados para un ciclo de vapor estacionario, por tanto, se ha tenido en cuenta el sistema de almacenamiento.

Primeramente se han calculado la exergía de todos los puntos del ciclo con la ecuación mediante la ecuación simplificada (2.2) y posteriormente se ha realizado el balance exergético para cada componente.

El análisis exergético del campo de heliostatos y el receptor se ha realizado junto de la siguiente manera:

$$\dot{E}_{FUEL} = \dot{E}_{SUN} - \left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right) \dot{Q}_{SUN} \quad (3.33)$$

$$\dot{E}_{PRODUCT} = \dot{E}_{11} - \dot{E}_{10} \quad (3.34)$$

Donde la exergía del sol ha sido calculada como:

$$\dot{E}_{SUN} = \dot{Q}_{SUN} \left(1 - \frac{4}{3} \frac{T_0}{T_s} + \frac{1}{3} \frac{T_0}{T_s}\right) \quad (3.35)$$

Donde TR es la temperatura del receptor, se ha estimado igual que la temperatura máxima que alcanza la sal; y TS, temperatura del sol, tiene un valor de TS=5770 K.

Para las todas las bombas del circuito:

$$\dot{E}_{FUEL} = \dot{W}_{PUMP} \quad (3.36)$$

$$\dot{E}_{PRODUCT} = \dot{E}_{OUT} - \dot{E}_{IN} \quad (3.37)$$

Para los cuatro componentes del steam generator, preheater, evaporador, superheater y reheater:

$$\dot{E}_{FUEL} = \dot{E}_{S_{in}} - \dot{E}_{S_{out}} \quad (3.38)$$

$$\dot{E}_{PRODUCT} = \dot{E}_{SG_{in}} - \dot{E}_{SG_{out}} \quad (3.39)$$

Para la turbina de alta presión (HPT):

$$\dot{E}_{FUEL} = \dot{E}_{SG4} - \dot{E}_{SG5} - \dot{E}_{A7} - \dot{E}_{sealing} \quad (3.40)$$

$$\dot{E}_{PRODUCT} = \dot{W}_{HPT} \quad (3.41)$$

Para la turbina de baja presión (LPT):

$$\dot{E}_{FUEL} = \dot{E}_{SG6} + \dot{E}_{sealing} - \dot{E}_{A6} - \dot{E}_{A5} - \dot{E}_{A4} - \dot{E}_{A3} - \dot{E}_{A2} - \dot{E}_{A1} - \dot{E}_{R1} \quad (3.42)$$

$$\dot{E}_{PRODUCT} = \dot{W}_{LPT} \quad (3.43)$$

Para el condensador:

$$\dot{E}_{FUEL} = \dot{E}_{R2} - \dot{E}_{R1} - \dot{E}_{V6} \quad (3.44)$$

$$\dot{E}_{PRODUCT} = \dot{E}_{ref,out} - \dot{E}_{ref,in} \quad (3.45)$$

Para el caso de los feed water heaters con realimentación del elemento posterior (FWH 1, FWH 2, FWH 3 y FWH 5)

$$\dot{E}_{FUEL} = \dot{E}_{Ain} - \dot{E}_{Vout} + \dot{E}_{Vin} \quad (3.46)$$

$$\dot{E}_{PRODUCT} = \dot{E}_{Rout} - \dot{E}_{Rin} \quad (3.47)$$

Para el caso de los feed water heater sin realimentación (FWH 4 y FWH6)

$$\dot{E}_{FUEL} = \dot{E}_{Ain} - \dot{E}_{Vout} \quad (3.48)$$

$$\dot{E}_{PRODUCT} = \dot{E}_{Rout} - \dot{E}_{Rin} \quad (3.49)$$

Por último, para el desairador:

$$\dot{E}_{FUEL} = \dot{E}_{A5} - \dot{E}_{V2} + \dot{E}_{R7} \quad (3.50)$$

$$\dot{E}_{PRODUCT} = \dot{E}_{R8} \quad (3.51)$$

4. RESULTADOS

Con el modelo matemático expuesto anteriormente se han calculado los parámetros para el funcionamiento de la central termosolar de torre con el circuito de almacenamiento de sal integrado para presiones desde 120 a 180 bar para poder estudiar el comportamiento del ciclo y todos sus componentes en el intervalo de ambas presiones. En la figura 4.1. puede observarse la comparativa de los puntos del ciclo en un diagrama temperatura (T) – entropía (S) de agua para ambas presiones, únicamente ha sido representada la parte correspondiente al steam generator y las turbinas, puesto que los demás puntos se asimilan en gran medida.

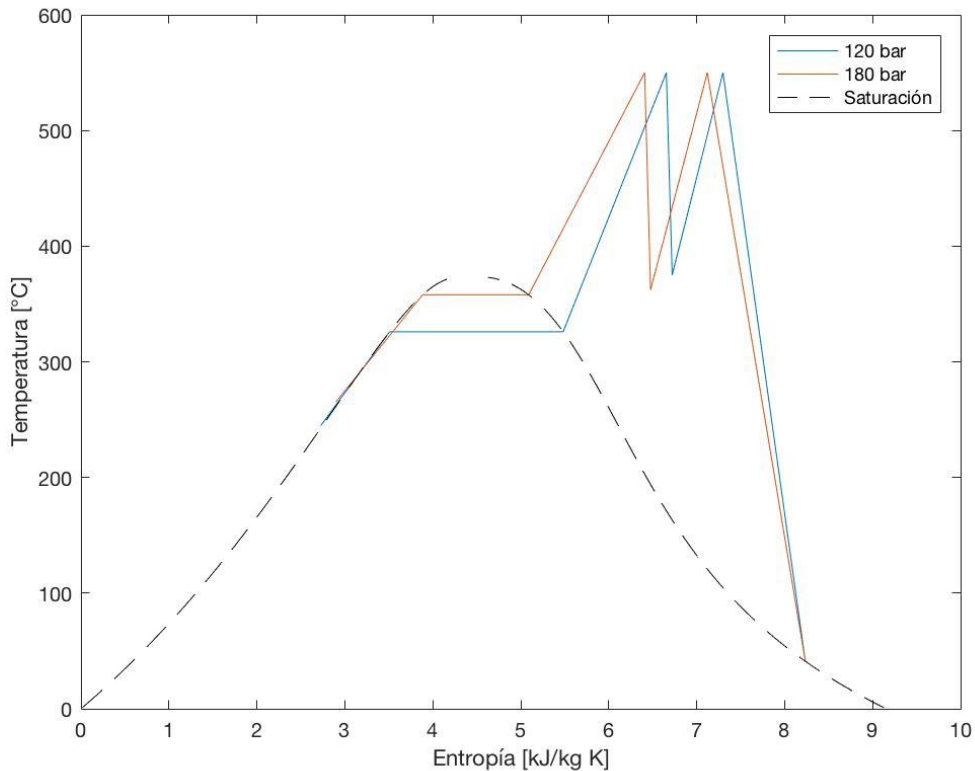


Fig. 4.1. Diagrama T-S de agua para presiones máximas de 120 y 180 bar

El cambio de presión de entrada a la turbina HPT repercute principalmente en la potencia obtenida de las turbinas y el calor aportado en el steam generator que se demanda y con ello el rendimiento, siguiendo la definición de este rendimiento con la expresión (4.1), del ciclo de vapor de la planta se verá claramente afectado.

$$\mu_{steam} = \frac{W_{net}}{\dot{Q}_{transf}} = \frac{W_{HPT} + W_{LPT} - W_{PUMP1} - W_{PUMP2}}{\dot{Q}_{PH} + \dot{Q}_{EV} + \dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{RH}} \quad (4.1)$$

El aumento de presión en la entrada de la turbina es generado por, la llamada bomba de alimentación, PUMP 2, la cual eleva la presión del fluido en los dos últimos feed water heaters y en todo el steam generator. Una presión más alta implica una temperatura de saturación del agua mayor, por lo que el diagrama de temperaturas del generador de vapor se modifica (Fig.4.2.), y manteniendo constante el valor del pinch point en el óptimo,

$PP_{SG}=2.5^{\circ}\text{C}$, la temperatura de entrada y salida de la sal en el preheater también aumentará, modificando el ciclo de sal.

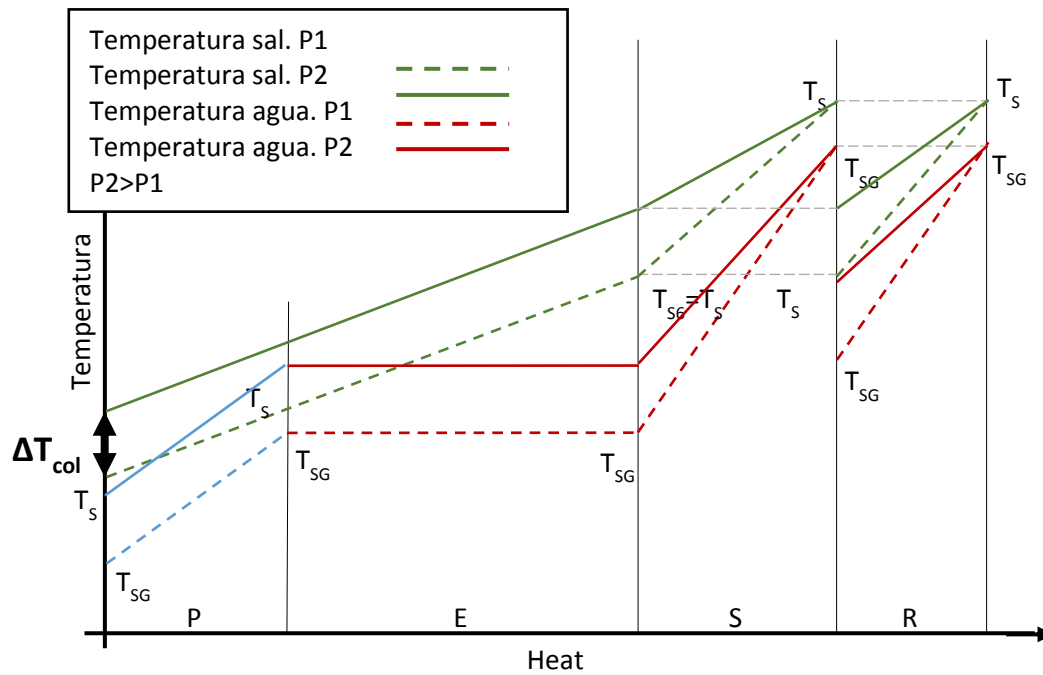


Fig. 4.2. Modificación del diagrama de temperaturas del steam generator debido al aumento de la temperatura de saturación.

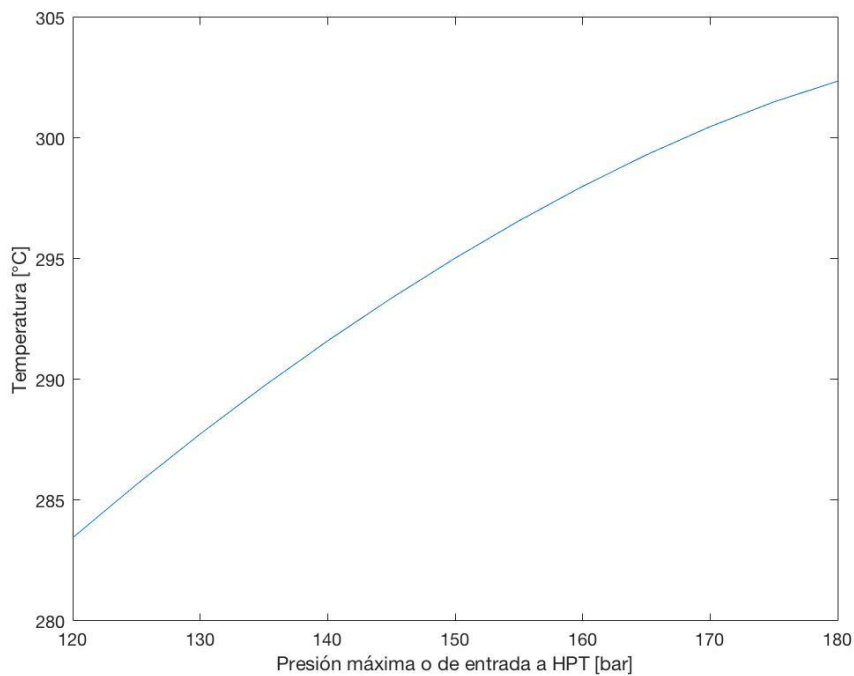


Fig. 4.3. Gráfico: Presión máxima del ciclo vs Temperatura de almacenamiento frío

Los resultados de la variación de la temperatura de almacenamiento frío (TS8) respecto a la presión máxima del ciclo se muestran en la figura 4.3. donde se comprueba cómo esta aumenta en 19°C según la presión de máxima del ciclo, y por consiguiente la temperatura de saturación, se hace más alta.

4.1 Rendimiento de la planta termosolar

Definiendo el rendimiento de la planta termosolar como:

$$\mu_{planta} = \mu_{solar\ field} \cdot \mu_{receptor} \cdot \mu_{sal} \cdot \mu_{steam\ generator} \cdot \mu_{steam} \quad (4.2)$$

El rendimiento total se verá afectado por el cambio sufrido por los rendimientos del receptor ($\mu_{receptor}$), del ciclo de vapor (μ_{steam}), del ciclo de sal (μ_{sal}).

El generador de vapor ($\mu_{steam\ generator}$) se ha considerado adiabático pero el rendimiento no es del 100% ya que existen pérdidas de presión en los intercambiadores de calor. El rendimiento de este subsistema varía sensiblemente del 99.4% al 99.45%.

De la misma manera que el steam generator, el rendimiento del ciclo de sal es no es unitario debido a las pérdidas de carga en los componentes del ciclo.

El rendimiento del campo de heliostatos resulta un cálculo complejo que depende de muchos factores de diseño y consideraciones geográficas de la planta, para este estudio se ha considerado un valor constante independientemente del caso de estudio.

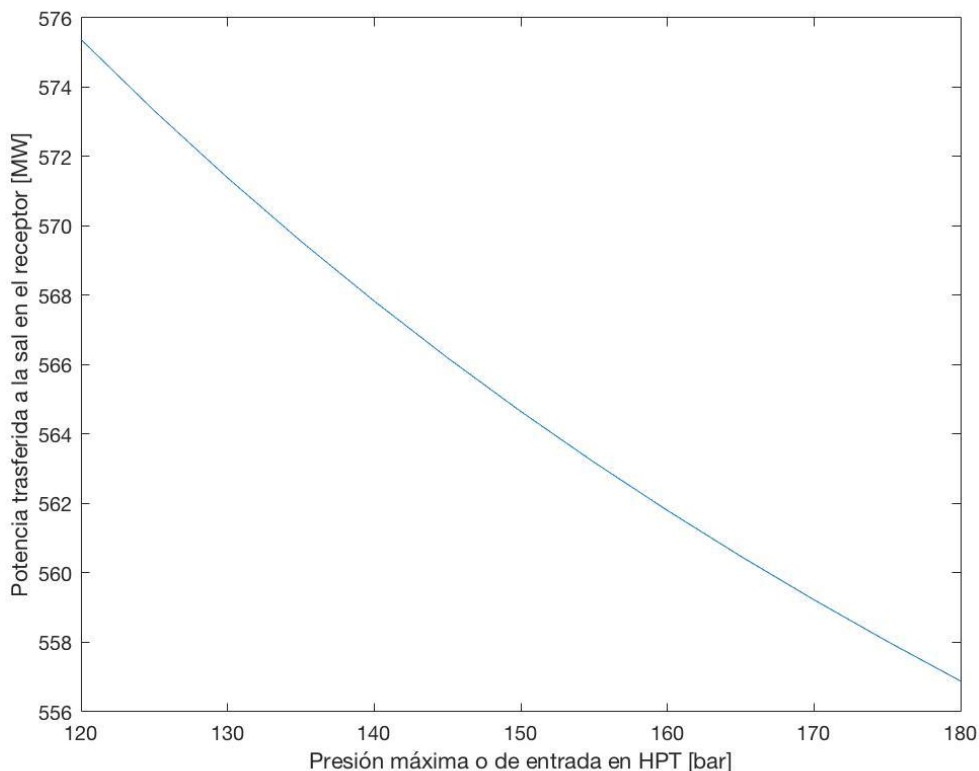


Fig.4.4. Gráfico comparativo de la potencia transmitida a la sal en el receptor respecto a la presión de evaporación del agua en el SG

4.1.1. Rendimiento del receptor

Como se ha visto en el apartado 3.2.9 el rendimiento general del receptor, en función de las potencias transmitidas en el elemento, se define como:

$$\eta_{receptor} = \frac{\dot{Q}_{sal}}{\dot{Q}_{solar\ field}} \quad (4.3)$$

De todos los factores de los que puede depender el rendimiento del receptor, en este estudio, se ven afectados por el cambio de presión de evaporación del agua en el steam generator la potencia transferida al fluido, por el aumento de la temperatura del tanque frío; y por tanto también la potencia demandada por la torre para el aumento de temperatura de la sal. La variación de esta potencia demandada para cada caso de presión estudiado ha sido representada en la figura 4.5. En general el rendimiento del receptor tiene que ser estudiado para cada caso concreto. Es por ello que no podemos calcular de forma simplificada el rendimiento de este elemento, por lo que se ha supuesto que varía de forma lineal con la temperatura del tanque frío. Para estudiar diferentes modelos de pérdida de rendimiento del receptor se han calculado 4 modelos con pérdidas de rendimiento entre las temperaturas de 283 °C y 308 °C de: 1%, 3%, 5% y 10%, desde el rendimiento máximo del 76,5% obtenido a la presión de 120 bar (Fig.4.6.). Como se ha comentado anteriormente, queda fuera del objetivo de este estudio el análisis del rendimiento del receptor, y por tanto, se han contemplado estos casos.

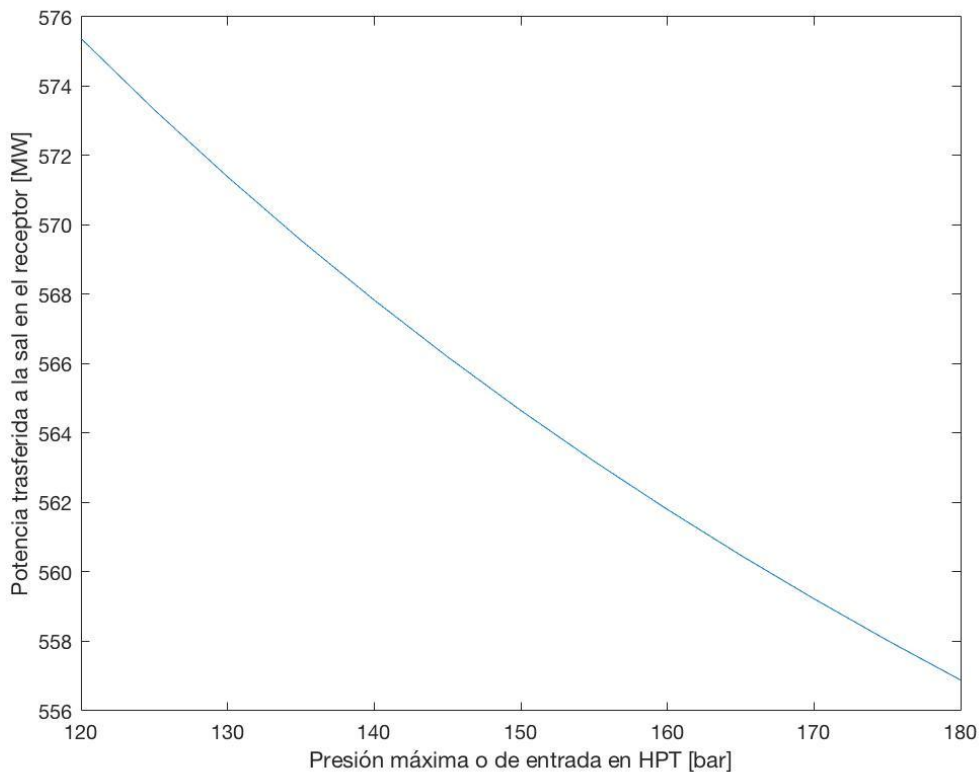


Fig.4.5. Gráfico comparativo de la potencia transmitida a la sal en el receptor respecto a la presión de evaporación del agua en el SG

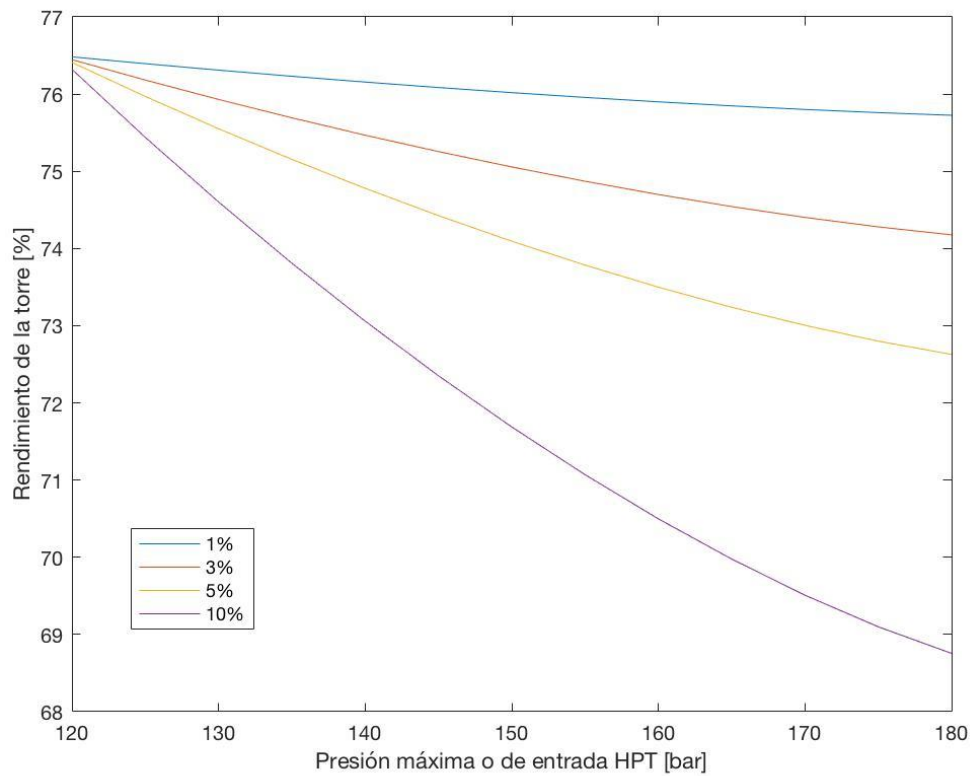


Fig.4.6. Rendimiento del receptor en función de la presión máxima o de entrada en la turbina y de la pérdida de rendimiento considerada.

4.1.2. Rendimiento del ciclo de vapor

Como se ha anticipado en la introducción de este capítulo, el incremento de la presión máxima de entrada a la turbina tendrá un efecto positivo en el rendimiento del ciclo de vapor, definiendo a este como:

El trabajo generado por la turbina de alta presión será mayor cuanto más elevada sea la presión de entrada a la turbina, debido a una mayor diferencia de entalpías. La presión de salida de la turbina HPT calculada con la expresión (3.3) aumentará al mantener la presión de condensado y el número de extracciones constante, y modificar la presión máxima del ciclo. Por esta misma razón también aumentará el trabajo generado por la turbina de baja presión. Las potencias consumidas por las bombas también serán mayores por tener que elevar el agua a presiones mayores, contrarrestando ligeramente el efecto sobre el rendimiento.

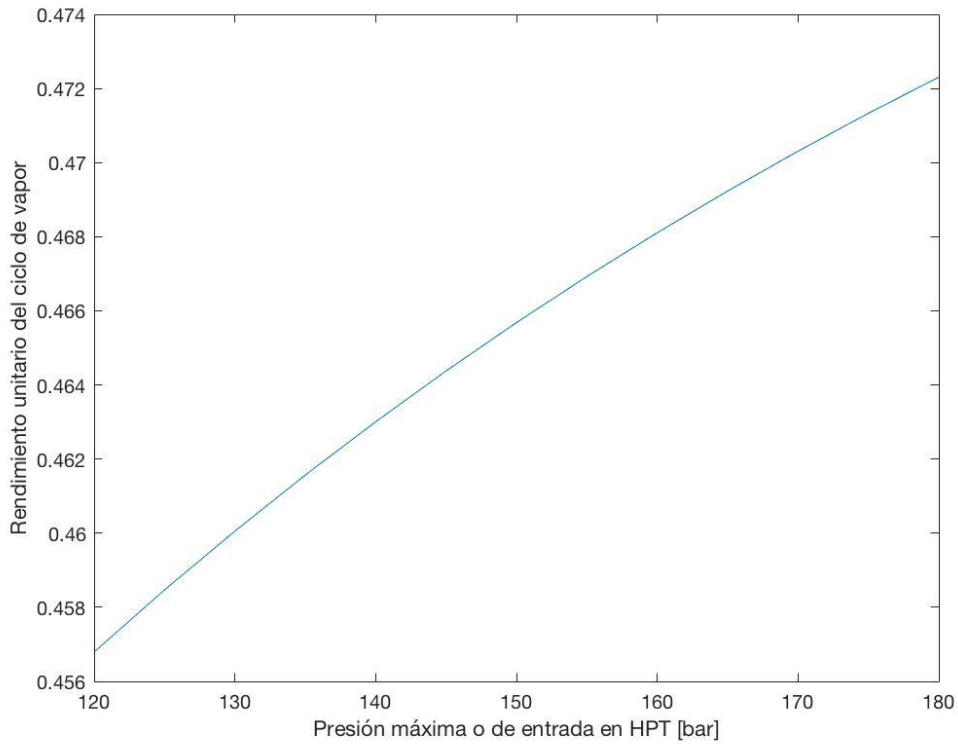


Fig.4.7. Gráfico: Presión máxima del ciclo vs Rendimiento del ciclo de vapor

Las potencias transmitidas de la sal al agua en el steam generator son ligeramente menores, contribuyendo también al aumento del rendimiento.

En la figura 4.7. se observa la variación del rendimiento en función de la presión máxima del ciclo obtenido con la simulación del modelo, obteniendo un aumento del rendimiento del 1.6% por la variación de la presión desde 120 a 180 bar.

4.1.3. Rendimiento total de la planta

El rendimiento de toda la planta es el factor en el que se ven reflejados todos los cambios. En la Fig.4.8. se muestra el cálculo del del rendimiento como producto de los rendimientos de los diferentes sistemas y subsistemas que componen la planta. De forma directa también se puede calcular este rendimiento como el cociente de la energía que se obtiene de la turbina y la potencia del sol.

$$\eta_{planta} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{SUN}} \quad (4.4)$$

Donde \dot{Q}_{SUN} podemos obtenerlo de la definición del rendimiento del campo de heliostatos, el cual se ha considerado constante.

$$\dot{Q}_{SUN} = DNI \, n_h \, A_h \, n_{solar \, field} \quad (4.5)$$

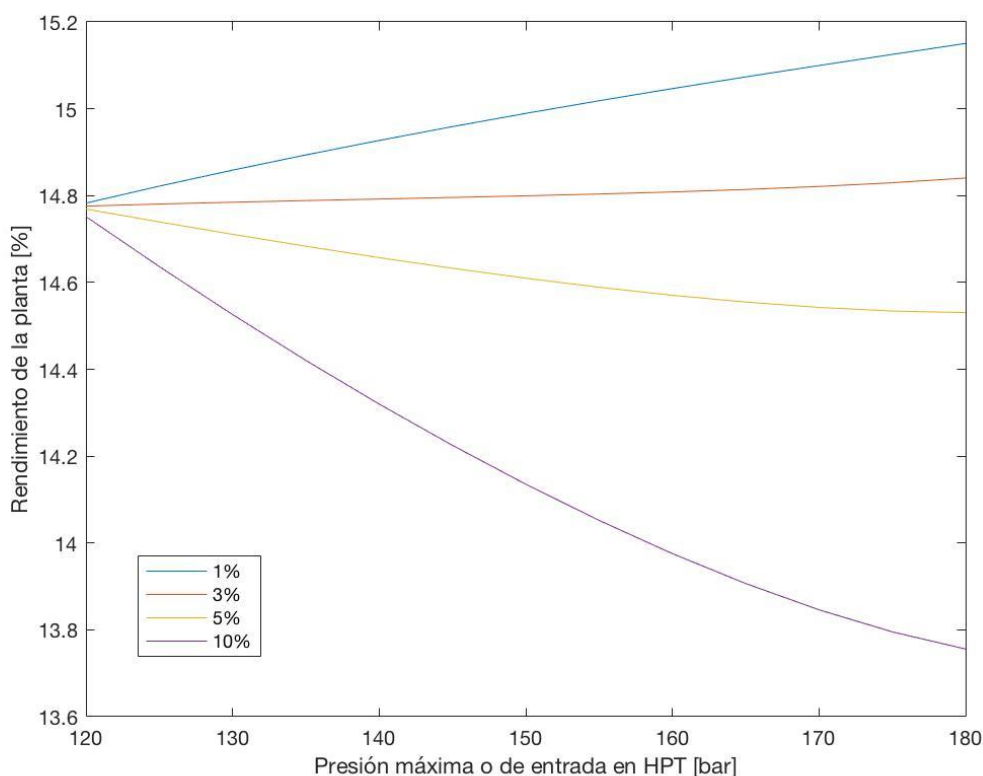


Fig. 4.8. Gráfico comparativo del rendimiento de la planta con la presión de evaporación del agua en el SG.

Como se observa en los resultados obtenidos en la figura 4.8 el rendimiento total de la planta está plenamente condicionado por el rendimiento del receptor. Para pérdidas de rendimiento en este elemento pequeñas el rendimiento de la planta completa es sensiblemente más elevado, mientras que para pérdidas de rendimiento significativas, el efecto del aumento de rendimiento debido a la variación de la presión de evaporación se ve completamente contrarrestado con el efecto en la torre. Por lo que podemos concluir que el diseño del receptor será un punto fundamental en el diseño de la planta.

Al variar la potencia transmitida al fluido caloportador en la torre con el incremento de presión máxima del ciclo de vapor, la radiación reflejada por los espejos también ha de ser menor, por lo que el número de heliostatos instalados en la planta cambia para los distintos casos de estudio.

Tabla 4.2. Número de heliostatos necesarios para cada caso de estudio

Bajada del rendimiento del receptor	1%	3%	5%	10%
PRESION [bar]	Número de heliostatos			
120	15.744	15.751	15.759	15.777
125	15.702	15.746	15.790	15.901
130	15.664	15.742	15.821	16.022
135	15.627	15.738	15.850	16.139

140	15.592	15.734	15.879	16.253
145	15.559	15.730	15.905	16.361
150	15.527	15.726	15.930	16.465
155	15.497	15.722	15.953	16.563
160	15.468	15.717	15.973	16.653
165	15.440	15.711	15.990	16.736
170	15.414	15.703	16.004	16.809
175	15.387	15.694	16.013	16.871
180	15.362	15.683	16.017	16.919

Para los casos en los que el rendimiento de la planta aumenta el número de heliostatos requeridos es menor para una misma presión máxima del ciclo de vapor porque la potencia requerida para elevar la temperatura de la sal es menor por la mayor eficiencia del receptor.

4.2. Análisis exergetico

Con el análisis exergetico descrito en la sección 3.4 se ha realizado el cálculo de la exergía de todos los puntos del esquema de la planta para posteriormente calcular mediante la aproximación de Lozano-Valero [21] la exergía destruida en cada componente, permitiendo identificar que elementos son menos eficientes en términos exergeticos y localizar los puntos de mayores pérdidas de la planta.

Para realizar el estudio exergetico se han supuesto condiciones estacionarias para todas la planta, por lo que no se ha tenido en cuenta el almacenamiento de sal en los tanques.

La variación de rendimiento descrita en el apartado anterior para el receptor también implica cambios en la exergía destruida total de la planta, por lo que también se contemplarán las cuatro opciones de rendimientos de dicho elemento descritas anteriormente.

4.2.1. Evolución de la exergía destruida con la presión

En la figura 4.9. se muestra el resultado de la suma de la exergía destruida en todos los elementos de la planta. Como era de esperar, y en concordancia con la evolución del rendimiento de la central, la exergía destruida disminuye según se aumenta la presión de evaporación, por lo que las pérdidas del ciclo son menores y el rendimiento de esta aumenta.

En el balance de exergía realizado el receptor y campo de heliostatos tienen un peso muy importante en la exergía destruida, suponiendo grandes diferencias el cambio de rendimiento del receptor, ya que al incrementarse este la energía que se necesita aprovechar del sol es mayor y por lo tanto la exergía de dicho componente también.

El rendimiento exergetico varía de forma paralela a la exergía destruida, siendo este mayor en presiones elevadas y rendimientos del receptor elevados.

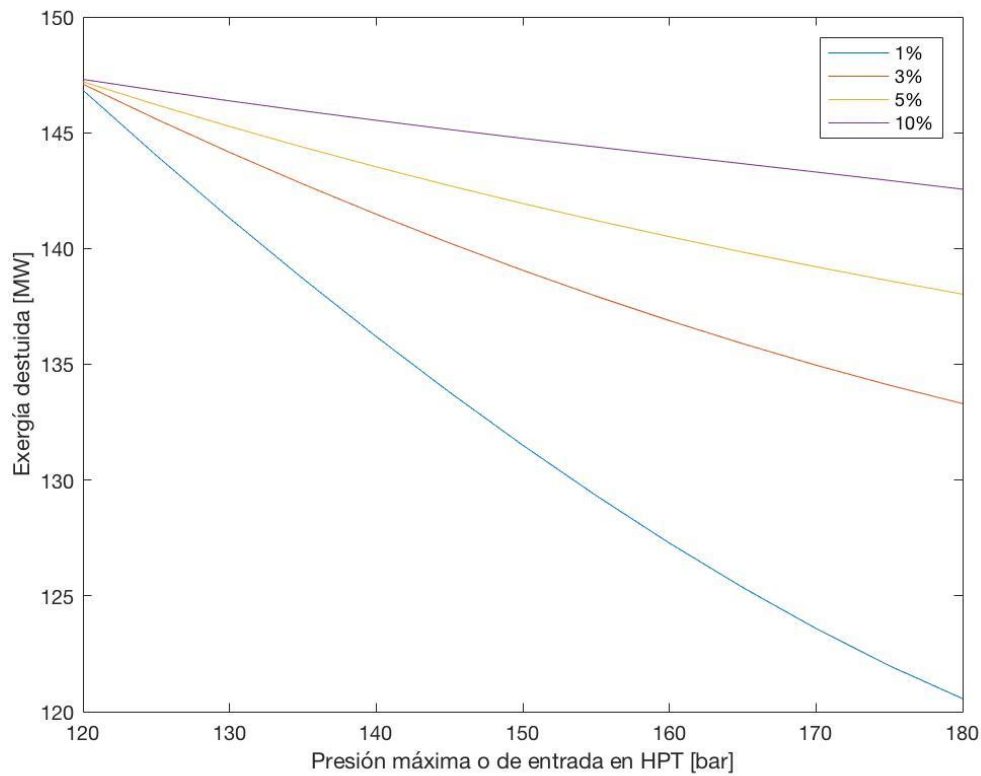


Fig.4.9. Evolución de la exergía destruida por el sistema para las diferentes presiones de estudio.

4.2.2. Exergía destruida en cada componente

Como se ha comentado anteriormente, una de las ventajas del análisis exergético es la identificación de los puntos del ciclo que tienen mayores pérdidas y por tanto son menos eficientes. En la Fig.4.10. se ha representado la evolución de la exergía destruida para cada componente de la planta para todas las presiones.

Se ha realizado el estudio de la variación de la exergía destruida para el caso de la pérdida de rendimiento del 1%.

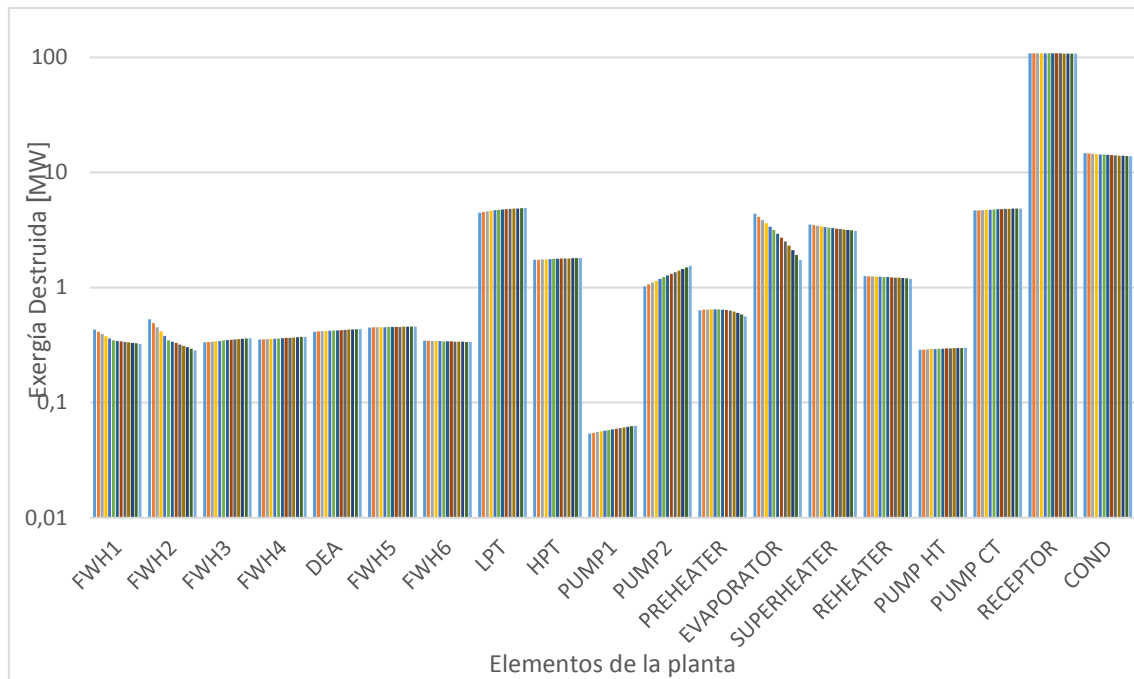


Fig.4.10. Gráfico comparativo de la exergía destruida para cada componente de la planta y para todos los casos de estudio.

Los elementos menos eficientes exergéticamente hablando son el receptor y el campo de heliostatos, que han sido tratados conjuntamente para el análisis exergético; y el condensador.

Par poder visualizar mejor las variaciones de la exergía destruida entre las presiones de 120 y 180 bares se ha representado este concepto en la figura 4.11.

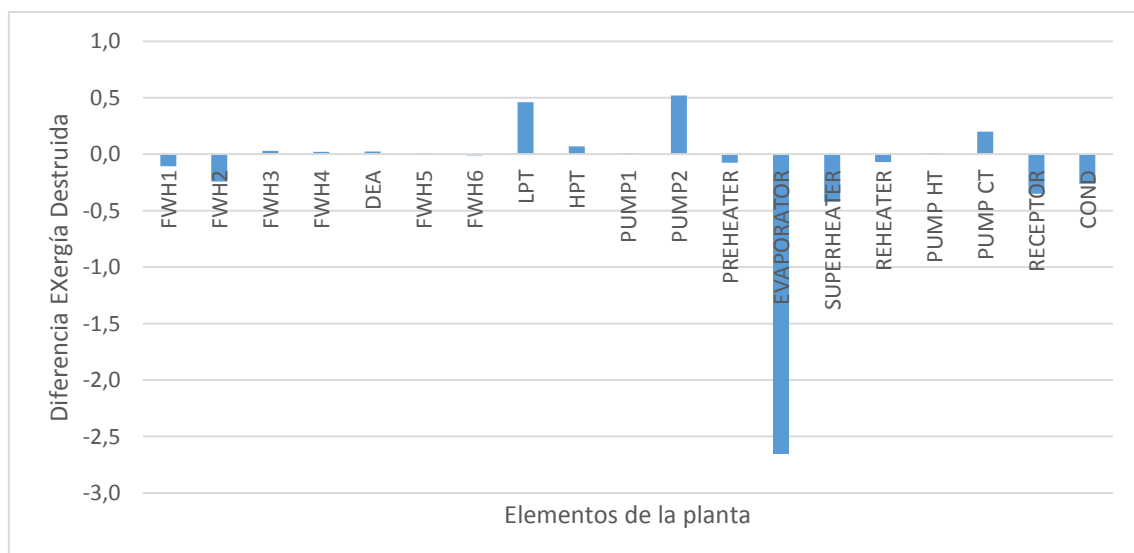


Fig.4.11. Diferencias de exergía destruida entre la máxima presión y la mínima para cada componente de la planta.

Donde se puede apreciar que el elemento más destacable es el evaporador, el cual ha reducido notablemente la exergía destruida debido al aumento de la temperatura de salida

de la sal del intercambiador, la misma razón por la que ha disminuido en el superheater y en el receptor.

5. ANÁLISIS ECONÓMICO

5.1 Cálculo del coste

Para el análisis económico se va a realizar una comparativa del coste de los elementos de la planta para los casos de estudio de presión máxima de entrada en la turbina HPT de 120 y 180 bares.

El componente que varía en mayor medida el coste de la planta es el número de heliostatos, como éste varía de forma notable con el rendimiento de la torre, se realizará una comparativa del coste de campo de heliostatos para todos los rendimientos que se han tenido en cuenta en el análisis (Fig.5.1) y posteriormente se realizará el estudio de coste completo para el caso de pérdidas de rendimiento del 1% en el receptor.

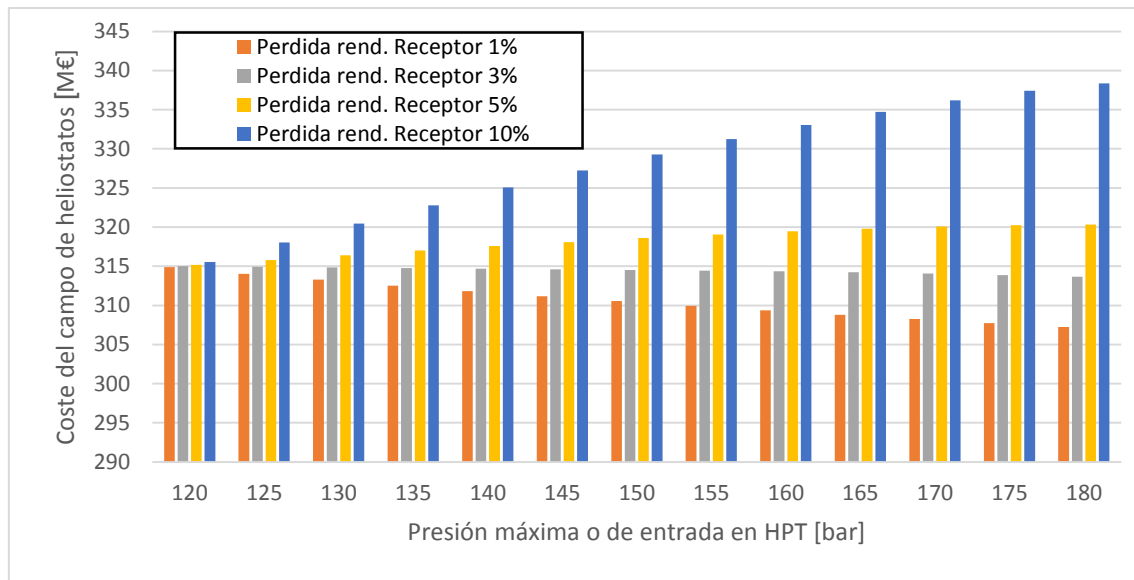


Fig.5.1. Coste del campo de heliostatos en función de la presión máxima del ciclo de vapor y del rendimiento del receptor.

Como se ha visto en la sección 4.1.3 el coste del campo de heliostatos es directamente proporcional al número de elementos que sea necesario instalar. Para la pérdida de rendimiento estimado de 1% el número de heliostatos disminuye considerablemente con el cambio de presión de del ciclo de vapor, suponiendo un gran ahorro de coste. Por el contrario, para pérdidas del rendimiento del receptor grandes, como el caso de pérdidas de 10%, el coste aumentaría notablemente.

Los costes de los diferentes componentes se han estimado en base a la siguiente formulación:

El coste de las turbinas:

$$C_{TURB} = 6000(\dot{W}_{TURB})^{0.7} \quad (5.1)$$

El coste de las bombas de agua:

$$C_{PUMP} = 1773(\dot{W}_{PUMP})^{0.7} \quad (5.2)$$

El coste de los feed water heaters:

$$C_{FWH} = 66 \cdot \dot{Q} \cdot \left(\frac{1}{TTD+a} \right)^{0.1} \quad (5.3)$$

Donde Q es la potencia transmitida en el intercambiador, y a es un coeficiente que depende de la presión del sangrado de la turbina correspondiente. Se ha estimado que para los feed water heaters de baja presión $a = 4$; y para los de alta presión $a = 3$.

El coste del desairador:

$$C_{DEA} = 145315(\dot{m}_{DEA})^{0.7} \quad (5.4)$$

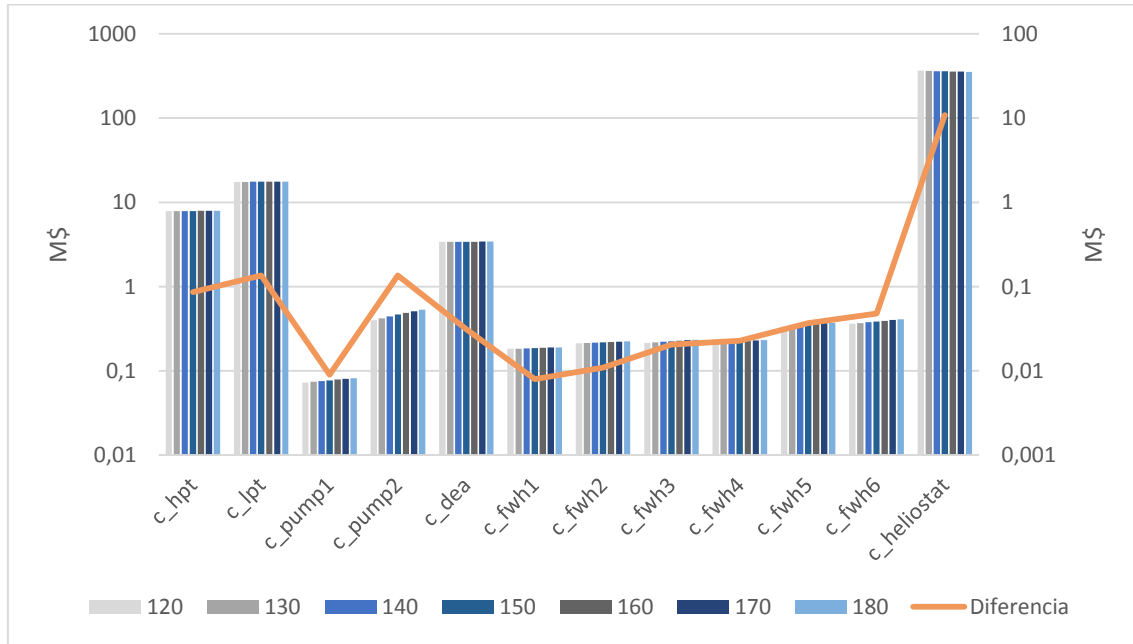


Fig.5.2. Diferencias de inversión por componente para los distintos casos de estudio

El coste de elementos como el generador de vapor se ha supuesto invariable, las condiciones de construcción y de resistencia de los materiales es idéntica para todos los casos de estudio, suponiendo que el aumento de carga que han de soportar los tubos de los elementos es mayor cuanto más se aumente la temperatura del fluido que circula por el interior.

El coste de los heliostatos se ha estimado en 20.000 \$ por elemento instalado.

Suponiendo el resto de costes de la central constantes, las diferencias de inversión inicial en equipamiento se refleja en la gráfica de la figura 5.2., donde se puede apreciar que el mayor coste es debido al número elevado de heliostatos que ha de instalarse, y el mayor ahorro de en inversión entre el caso de estudio de 120 y 180 bares también se produce en este sistema.

La diferencia de ahorro total entre los casos extremos es de 10.35 M\$, siendo el campo de heliostatos el único reductor de coste de todo el balance, ya que los demás elementos, al aumentar la energía intercambiada también cambian sus características y por tanto el coste del componente.

5.2. Análisis de inversión

En el cálculo de la inversión inicial en una planta termosolar de torre se han tenido como referencia los datos del coste de una planta real, en concreto la de Crescent Dunes, en el desierto de Tonopah, Nevada, la cual cuenta con una potencia nominal de 125 MW y ha supuesto una inversión de 975 millones de dólares (M\$).

Para una planta como la estudiada en este caso, de 110 MW, el cálculo des coste se ha hecho de forma proporcional a la anterior planta citada, resultando un coste de 858 M\$.

Los ingresos puros de venta de energía de la planta se calculan con el precio de la electricidad y la energía producida por la planta. Para ello se ha tenido en cuenta que la planta está operativa 18 horas diarias (8 de producción directa más 10 de producción por acumulación) y funciona el 100% de los días del año, obteniendo la producción ideal de la planta de la siguiente forma:

$$110 [MW] * 18 \left[\frac{h}{día} \right] * 365 [días] = 727.700 [MWh/año]$$

De acuerdo a precios actuales de la energía termosolar, se han realizado los cálculos para un precio de casación de mercado de esta tecnología en: 120 \$/MWh.

Esto supone un ingreso de la central, sin tener en cuenta ningún tipo de coste ni reducción del ingreso por impuestos de 87 M\$ aproximadamente.

Mediante un cálculo simple del ‘payback’ se obtiene:

$$PB = \frac{858}{87} = 9,9 [años]$$

Se obtiene un periodo de recuperación de la inversión de prácticamente 10 años. Teniendo en cuenta un ingreso anual de 87 M\$ constantes todos los años.

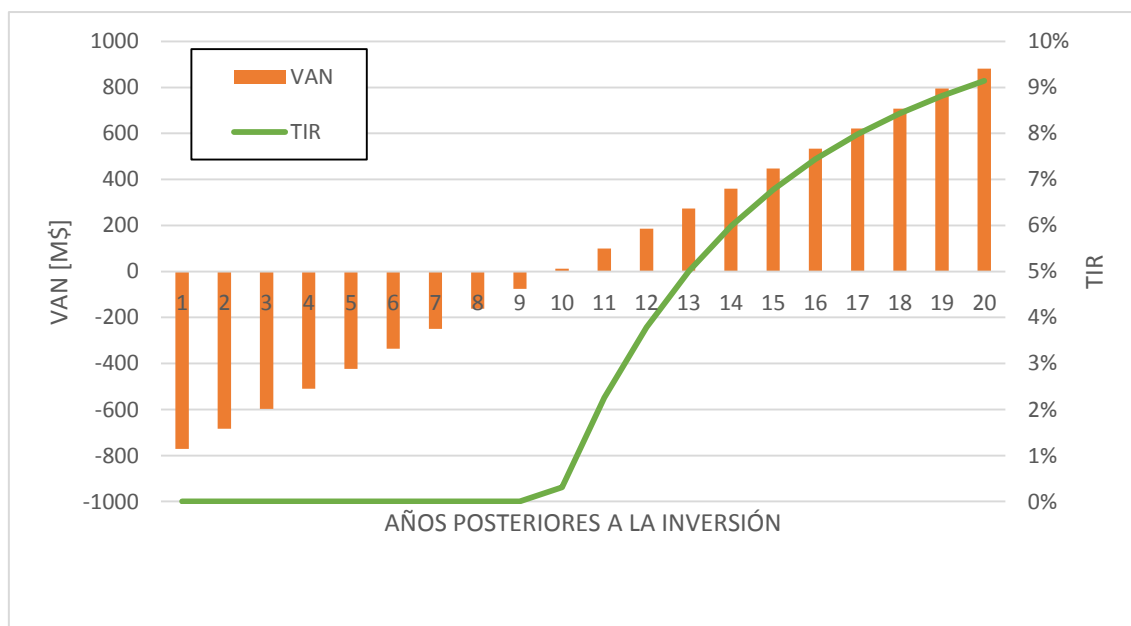


Fig.5.3. Gráfico comparativo de la evolución del VAN (r=0%) y del TIR con el tiempo.

Asimismo, realizando un cálculo equivalente al anterior, aplicando el método del VAN, valor actual neto, el cual tiene en cuenta la devaluación del capital con los años; y teniendo en cuenta los mismos flujos de caja y una tasa de interés nula el tiempo mínimo de rentabilización de la inversión es de 10 años (Fig.5.3.). Aplicando el modelo TIR, tasa interna de retorno, se puede observar el tiempo mínimo de rentabilización de la inversión para tasas de descuento o de intereses mayores que 0.

6. CONCLUSIONES

El aumento de la presión máxima del ciclo de vapor supone un claro beneficio analizando exclusivamente cualquier ciclo de vapor; en el caso de esta planta termosolar de torre se ha demostrado que este incremento de presión no supone un cambio notable en el rendimiento total de la planta ya que el incremento de del rendimiento del ciclo de vapor se ve claramente contrarrestado con la pérdida de rendimiento en el receptor.

La variable que afecta fundamentalmente a esta pérdida de rendimiento es la temperatura de entrada de la sal en la torre. Esto ha sido debido al aumento de la temperatura de evaporación asociado al aumento de presión. Una posible solución para reducir la temperatura de salida de la sal del steam generator es un rediseño del intercambiador para hacer que la evaporación del agua se produzca en dos fases a distintas presiones, similar a como se hace en los recuperadores de calor (HRSG) de los ciclos combinados. Este estudio podría conllevar un el mejor aprovechamiento del rendimiento obtenido por el aumento de presión del ciclo de vapor.

En cuanto al coste de una central termosolar de torre, este se concentra fundamentalmente en el coste del campo de heliostatos y el circuito de sal, ya que la parte del ciclo de vapor es exactamente igual que en cualquier otra central y ha sido desarrollada y optimizada a lo largo del tiempo. El coste de este tipo de energía renovable se irá reduciendo en los próximos años con la aparición de nuevos diseños más eficientes y estandarización de otros.

El objetivo europeo de cierre de las centrales de carbón provocará un mayor auge de las energías renovables para sustituir la potencia instalada de dichas centrales, siendo la solar de concentración una de ellas.

Sin lugar a dudas la tecnología termosolar de concentración irá cogiendo un papel relevante en las nuevas tecnologías renovables de generación eléctrica debido a la posibilidad de acumulación de energía en forma de calor con la sal, hasta ahora, y junto a la hidroeléctrica, las únicas energías renovables que permiten acumular energía para ser utilizada en el momento necesario.

7. BIBLIOGRAFÍA

- [1] "Presentación de resultados anuales 2016, 24/02/2017. Disponible en: www.ree.es/es/.
- [2] F.N. Alexe, y V.E. Cenuşă, '*Comparatively optimizing the feed water preheat and the reheat pressure for condensing steam cycles*'. Buletinul institutului de politehnic din Iasi tomul liv. 3, 2008.
- [3] nptel.ac.in/courses/
- [4] J. Gómez Hernández, "*Influence of the steam generator on the exergoeconomic analysis of solar tower plants*", Elsevier, 145 (2018) 313-328
- [5] [Matlab. es.mathworks.com](http://Matlab.es.mathworks.com)
- [6] M.Holmgren, x-eng.com, XSteam.m
- [7] H.N. Saphiro y M.J.Morán, '*Fundamentos de termodinámica técnica*'. 2ª Edición, correspondiente a la 4ª Edición Original. Ed. Reverté.
- [8] quora.com
- [10] Solar Reserve. solarreserve.com
- [11] A. Kumar y S.K. Shukla, 'A review on thermal energy storage unit for solar thermal power plant application', *Energy Procedia*, 74 (2015) 462-469
- [12] D. Iglesias Fernandez. '*Estudio numérico del flujo de sales fundidas en un receptor central de torre mediante fluent*'. Proyecto Fin de Carrera UC3M, Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos. 2011
- [13] A. Gómez Cristóbal. '*Diseño del campo de heliostatos para torres solares de receptor central*'. Proyecto Fin de Carrera UC3M, Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos.
- [14] A. Bejan. Chapter 4. '*Exergy analysis, entropy generation minimization and constructal theory*' en '*Mechanical Engineers Handbook: Energy and Power*'. 2016
- [15] M.A. Rosen y I. Dincer. '*Effect of varying dead-state properties on energy and exergy analyses of thermal systems*'. International Journal of Thermal Sciences 43 (2004) 121-133
- [16] themorningstarg2.wordpress.com/
- [17] General Electric. ge.com
- [18] J.L. Silveira y C.E. Tuna. '*Thermoeconomic analysis method for optimization of combined heat and power systems*'. Progress in Energy and Combustion Science 29 (2003) 479-485.
- [19] M.R. Rodriguez-Sanchez, A. Sanchez-Gonzalez y D. Santana. '*Revised receiver efficiency of molten salt power tower*'. Renewable and Sustainable Energy Reviews 52 (2015) 1331-1339
- [20] B. Ehrhart y D. Gill. '*Evaluation of annual efficiencies of high temperature central receiver concentrated solar power plants with thermal energy storage*'.
- [21] M.A. Lozano y A. Valero. '*Theory of the exergetic cost*'. Energy: 18; 939-60. 1993

- [22] A. Acir, A. K. Bilginsoy y H. Coskun. 'Investigation of varying dead state temperatures on energy and exergy efficiencies in thermal power plant' Journal of the energy institute 85:1, 14-21. 2012.
- [23] National Renewable Energy Laboratory. www.nrel.gov/
- [24] Sandia National Laboratories. www.sandia.gov/

ANEXO I. CÓDIGO. CÁLCULO DE PROPIEDADES Y BALANCE DE MASA Y ENERGÍA

```
function
[h_r,p_r,t_r,m_r,h_v,p_v,t_v,m_v,h_a,p_a,t_a,m_a,h_sg,p_sg,t_sg,m_sg,p
_s,h_s,t_s,m_s,q_ph,q_ev,q_sh,q_rh,w_pump1,w_pump2,w_lpt,w_hpt,w_pumph
t,w_pumpct]=cycle_v3(p_max)

    % Definicion de parametros constantes
    net_power=110000;           % Potencia neta
    t_max=550;                  % Temperatura maxima del vapor
    p_cond=0.0783;              % Presion de condensado
    t_s_ht=565;                 % Temperatura maxima de las sales
    pp=2.5;                     % Pinch Point
    m_sea=2;                    % Flujo masico del sealing
    mu_hpt=0.8837;              % Rendimiento High Pressure
Turbine
    mu_lpt=0.9204;              % Rendimiento Low Pressure Turbine
    mu_pump_1=0.8;              % Rendimiento Bomba 1 (Condensado)
    mu_pump_2=0.856;           % Rendimiento Bomba 2
(Alimentacion)
    n_tot=7;                    % Numero total de sangrados
    n_lpt=6;                    % Numero de sangrados LPT
    delpap_hp_fwh=0.03;         % Perdida de carga sangrados alta
presion
    delpap_lp_fwh=0.05;         % Perdida de carga sangrados baja
presion
    delpap_cond=0.0083;         % Perdida de carga condensador
    delpap_fwh=2;               % Perdida de carga tubos FWH
    delpaprh=2;                 % Perdida de carga Reheater
    delpap_sg=2;                % Perdida de carga en cada
intercambiador del SG menos en el EV
    delpap_sh=1.5;              % Perdida de carga SH SAL
    delpap_rh=delpap_sh;        % Perdida de carga RH SAL
    delpap_ev=1.5;              % Perdida de carga EV SAL
    delpap_ph=2;                % Perdida de carga PH SAL
    delpap_torre=70;            % Perdida de carga TORRE SAL
    p_s_ht=1.5;                 % Presion de la sal en el HT
    p_s_ct=3.5;                 % Presion de la sal en el CT
    delpap_other=21;            % Perdidas de carga debidas a
otros factores (codos)
    time_tower=8;               % Tiempo de funcionamiento de la
torre
    time_turbine=18;            % Tiempo de funcionamiento de las
turbinas

    % Definicion de funciones
    hpt=@(p,t) XSteam('h_pt',p,t);
    hps=@(p,s) XSteam('h_ps',p,s);
    hlp=@(p) XSteam('hl_p',p);
    hvp=@(p) XSteam('hV_p',p);
    phs=@(h,s) XSteam('p_hs',h,s);
    tph=@(p,h) XSteam('t_ph',p,h);
    tsat=@(p) XSteam('Tsap_p',p);
    sph=@(p,h) XSteam('s_ph',p,h);
    spt=@(p,t) XSteam('s_pt',p,t);
```

```

rho_pt=@(p,t) XSteam('rho_pt',p,t);
cp_pt=@(p,t) XSteam('cp_pt',p,t);

h_salt=@(t) salt('h',t);
cp_salt=@(t) salt('cp',t);
rho_salt=@(t) salt('rho',t);

% Power Block + Reheater

[h_r,p_r,t_r,h_v,p_v,t_v,h_a,p_a,t_a,h_sg,p_sg,t_sg]=power_block(p_max
,t_max,p_cond);

% Steam Generator
[h_sg,p_sg,t_sg]=steam_generator(t_max,p_sg,t_sg,h_sg);

% Salt Pressure
[p_s]=salt_pressure(p_s_ht,p_s_ct);

% Balance
x0(1)=2.7499e+04;
x0(2)=8.6155e+04;
x0(3)=227.4452;
x0(4)=3.3213e+03;
x0(5)=5.0823e+04;
x0(6)=6.6485e+04;
x0(7)=8.0158e+04;
x0(8)=3.5677e+04;
x0(9)=87.4145;
x0(10)=78.5516;
x0(11)=71.8921;
x0(12)=57.2415;
x0(13)=2.9936;
x0(14)=3.6133;
x0(15)=3.9478;
x0(16)=4.0959;
x0(17)=4.3560;
x0(18)=4.3035;
x0(19)=6.8629;
x0(20)=11.1664;
x0(21)=8.0436;
x0(22)=11.6569;
x0(23)=14.6506;
x0(24)=390;
x0(25)=183;
x0(26)=332;
x0(27)=447;
x0(28)=285;
x0(29)=3.6803;
x0(30)=101.5717;
x0(31)=1200;

options=optimset('FinDiffType','central','TolFun',1e-
6,'MaxIter',5000,'MaxFunEvals',300000);
x=fsolve(@cycle_balance_v3,x0,options);

% Asignacion de los valores de x

```



```

q_ph=x(5);
q_ev=x(6);
q_sh=x(7);
q_rh=x(8);
w_pump1=x(3);
w_pump2=x(4);
w_pumpht=x(29);
w_pumpct=x(30);

m_r(2:7)=x(11);
m_r(8:10)=x(9);
m_v(1)=x(19);
m_v(2)=x(20);
m_v(3)=x(16);
m_v(4:6)=x(21:23);
m_a(1:7)=x(13:19);
m_sg(1:4)=x(9);
m_sg(5:6)=x(10);
t_s(11:12)=t_s_ht;
t_s(1:2)=t_s_ht;
t_s(4)=t_s_ht;
t_s(3)=x(27);
t_s(5:6)=x(27);
t_s(7)=x(26);
t_s(8:10)=x(28);
m_s(1)=x(24)+x(25);
m_s(2:3)=x(24);
m_s(4:5)=x(25);
m_s(6:8)=x(24)+x(25);
m_s(9:11)=x(31);
m_s(12)=x(24)+x(25);

h_s=salt_entalpy(t_s);

% FUNCIONES

function
[h_r,p_r,t_r,h_v,p_v,t_v,h_a,p_a,t_a,h_sg,p_sg,t_sg]=power_block(p_max
,t_max,p_cond)

% Inicializacion de vectores
h_r=nan(1,10);p_r=nan(1,10);t_r=nan(1,10);
h_v=nan(1,6);p_v=nan(1,6);t_v=nan(1,6);
h_a=nan(1,7);p_a=nan(1,7);t_a=nan(1,7);
h_sg=nan(1,6);p_sg=nan(1,6);t_sg=nan(1,6);
% CALCULO DE ENTALPIAS, PRESIONES Y TEMPERATURAS
p_sg(4)=p_max;
t_sg(4)=t_max;

% HPT. Entrada SG4 salida SG5

[h_sg(5),p_sg(5),t_sg(5),h_a(7),p_a(7),t_a(7)]=hpturbine(p_sg(4),t_sg(
4),p_cond);

% REHEATER % parte del steam_generator

```

```

p_sg(6)=p_sg(5)-deltaprh;
t_sg(6)=t_max;
h_sg(6)=hpt(p_sg(6),t_sg(6));

% LPT. Entrada SG6 salida R1 y sangrados A(1:6)

[h_a,p_a,t_a,h_r(1),p_r(1),t_r(1)]=lpturbine(h_a,p_a,t_a,p_sg(6),t_sg(
6),p_cond);

% CONDENSADOR
[h_r(2),p_r(2),t_r(2)]=condensador(p_r(1));

% BOMBA
p_out_pump_1=p_a(5)+2*4; % Presion DEA + Perdida de carga de
los FWH
[h_r(3),p_r(3),t_r(3)]=pump(h_r(2),p_r(2),p_out_pump_1);

% FWH 1, FWH 2,FWH 3,FWH 4
TTD=1.7;
DCA=5.6;
for j=1:4
    [h_r(j+3),p_r(j+3),t_r(j+3),h_v(7-j),p_v(7-j),t_v(7-
j)]=fwh(TTD,DCA,p_r(j+2),t_r(j+2),p_a(j));
end

% DEA
[h_r(8),p_r(8),t_r(8)]=dea(p_a(5));

% BOMBA 2
p_out_pump_2=p_max+2*4;
[h_r(9),p_r(9),t_r(9)]=pump(h_r(8),p_r(8),p_out_pump_2);

% FWH 5
DCA=5.6;
TTD=-1;

[h_r(10),p_r(10),t_r(10),h_v(2),p_v(2),t_v(2)]=fwh(TTD,DCA,p_r(9),t_r(
9),p_a(6));

% FWH 6
DCA=5.6;
TTD=-0.5;

[h_sg(1),p_sg(1),t_sg(1),h_v(1),p_v(1),t_v(1)]=fwh(TTD,DCA,p_r(10),t_r
(10),p_a(7));

function
[h_out,p_out,t_out,h_ext,p_ext,t_ext]=hpturbine(p_in,t_in,p_cond)
    % out=salida de la turbina
    % ext= sangrado al FWH con la perdida de presión

    % CALCULO DE LA PRESION DE SALIDA DE LA HPT SEGUN EL PAPER
Alexe-Cenusa
    p_out=p_in*(p_cond/p_in)^(1/11+1/2/n_tot-1/8/n_tot/n_tot);

    h_in=hpt(p_in,t_in);

```

```

s_out_id=spt(p_in,t_in);
h_out_id=hps(p_out,s_out_id);

h_out=h_in-mu_hpt*(h_in-h_out_id);
t_out=tpb(p_out,h_out);

h_ext=h_out;
p_ext=(1-deltap_hp_fwh)*p_out;
t_ext=t_out;

end

function
[h_a,p_a,t_a,h_r1,p_r1,t_r1]=lpturbine(h_a,p_a,t_a,p_sg6,t_sg6,p_cond)
p_x=nan(1,8);
s_x=nan(1,8);

h_x(1)=hpt(p_sg6,t_sg6);
s_x(1)=spt(p_sg6,t_sg6);
p_x(1)=p_sg6;

h_x(n_lpt+2)=hps(p_cond,s_x(1));
h_x(n_lpt+2)=h_x(1)-mu_lpt*(h_x(1)-h_x(n_lpt+2));

h_x_ref=0;

while abs(h_x(n_lpt+2)-h_x_ref)>=10^-2
    h_x_ref=h_x(n_lpt+2);

    deltah=(h_x(1)-h_x(n_lpt+2))/(n_lpt+1);

    for i=2:(n_lpt+2)
        if i==8
            % Para la ultima etapa: salida al condensador
            p_x(i)=p_cond;
            h_x(i)=hps(p_x(i),s_x(i-1));
            h_x(i)=h_x(i-1)-mu_lpt*(h_x(i-1)-h_x(i));
        else
            % Para los 6 sangrados
            h_x(i)=h_x(i-1)-deltah/mu_lpt;
            s_x(i)=sph(p_x(i-1),h_x(i-1));

            p_x(i)=phs(h_x(i),s_x(i));

            h_x(i)=h_x(i-1)-deltah;
        end
    end
end

% Perdidas de carga desde las extraccioens de la turbina hasta
los FWH
% Las propiedades 'a' ya tienen incluidas estas perdidas
% Trato como Low Pressure hasta DEA (incluido)

```

```

for i=1:6
    if i<=5
        p_a(n_lpt:-1:1)=(1-deltap_lp_fwh)*p_x(2:n_lpt+1);
    else
        p_a(n_lpt:-1:1)=(1-deltap_hp_fwh)*p_x(2:n_lpt+1);
    end
end

for i=1:6
    h_a(i)=h_x((n_lpt+2)-i);
end

for i=1:6
    t_a(i)=tph(p_a(i),h_a(i));
end

p_r1=p_x(n_lpt+2);
h_r1=h_x(n_lpt+2);
t_r1=tph(p_r1,h_r1);

end

function [h_out,p_out,t_out]=condensador(p_in)

    p_out=p_in-deltap_cond;
    h_out=hlp(p_out);
    t_out=tph(p_out,h_out);

end

function [h_out,p_out,t_out]=pump(h_in,p_in,p_out)
    if p_in<1
        mu=mu_pump_1;
    else
        mu=mu_pump_2;
    end

    s_in=sph(p_in,h_in);
    h_out_id=hps(p_out,s_in);
    h_out=h_in+(h_out_id-h_in)/mu;
    t_out=tph(p_out,h_out);

end

function
[h_t_out,p_t_out,t_t_out,h_c_out,p_c_out,t_c_out]=fwh(TTD,DCA,p_t_in,t
_t_in,p_c_in)

    % Aplicacion de la definicion de TTD y DCA
    t_t_out=tsat(p_c_in)-TTD;
    p_t_out=p_t_in-deltap_fwh;
    h_t_out=hpt(p_t_out,t_t_out);

    t_c_out=DCA+t_t_in;

```

```

        p_c_out=p_c_in;
        h_c_out=hpt(p_c_out,t_c_out);

    end

    function [h_r_out,p_r_out,t_r_out]=dea(p_a_in)

        p_r_out=p_a_in;
        t_r_out=tsat(p_a_in);

        h_r_out=hlp(p_r_out);
    end

    end

    function [h_sg,p_sg,t_sg]=steam_generator(t_max,p_sg,t_sg,h_sg)

    h_sg(1)=hpt(p_sg(1),t_sg(1));

    % PREHEATER
    p_sg(2)=p_sg(1)-deltap_sg;
    t_sg(2)=tsat(p_sg(2));
    h_sg(2)=hlp(p_sg(2));

    % EVAPORATOR
    p_sg(3)=p_sg(2);
    t_sg(3)=t_sg(2);
    h_sg(3)=hvp(p_sg(3));

    % SUPERHEATER
    p_sg(4)=p_sg(3)-deltap_sg;
    t_sg(4)=t_max;
    h_sg(4)=hpt(p_sg(4),t_sg(4));

    % REHEATER % Incluido dentro del codigo de power_block
    end

    function [p_s]=salt_pressure(p_s_ht,p_s_ct)
    % Inicializacion de vectores
    p_s=nan(1,12);

    % S1
    p_s(1)=p_s_ct+deltap_sh+deltap_rh+deltap_ev+deltap_ph; %
    Presión del CT mas la perdida de presion en cada elemento del SG
    p_s(2)=p_s(1);
    p_s(4)=p_s(1);
    % SUPERHEATER
    p_s(3)=p_s(2)-deltap_sh;
    % REHEATER
    p_s(5)=p_s(4)-deltap_rh;

    p_s(6)=p_s(3);
    % EVAPORATOR
    p_s(7)=p_s(6)-deltap_ev;
    % PREHEATER

```

```

        p_s(8)=p_s(7)-deltap_ev;

% COLD TANK
        p_s(9)=p_s(8);

% PUMP
        p_s(10)=p_s_ht+deltap_torre;

% TORRE
        p_s(11)=p_s(10)-deltap_torre;

% HOT TANK
        p_s(12)=p_s(11);
end

function y=cycle_balance_v3(x)

    % Inicializacion de vectores

m_r=nan(size(h_r));m_v=nan(size(h_v));m_a=nan(size(h_a));m_sg=nan(size
(h_sg));

    % Definicion del vector x
w_hpt=x(1);
w_lpt=x(2);
w_pump1=x(3);
w_pump2=x(4);
q_ph=x(5);
q_ev=x(6);
q_sh=x(7);
q_rh=x(8);
m_steam=x(9);
m_rh=x(10);
m_cond=x(11);
m_r(1)=x(12);
m_a(1)=x(13);
m_a(2)=x(14);
m_a(3)=x(15);
m_a4=x(16);
m_a(5)=x(17);
m_a(6)=x(18);
m_a7=x(19);
m_v(2)=x(20);
m_v(4)=x(21);
m_v(5)=x(22);
m_v(6)=x(23);
m_1=x(24);
m_2=x(25);
t_1=x(26);
t_2=x(27);
t_cold=x(28);
w_pumpht=x(29);
w_pumpct=x(30);
m_tower=x(31);

    % BALANCE ENERGIA CILCO COMPLETO

```

```

        % B.Energia net_power=W_hpt+w_lpt-w_pump1-w_pump2-
w_pumpht-w_pumpct;
        y(1)=net_power-(w_hpt+w_lpt-w_pump1-w_pump2-w_pumpht-
w_pumpct);

        % -w_pumpht-w_pumpct
        % BALANCES ENERGIA Y MASA CICLO VAPOR
        % HPT
        % B.Energia w_hpt=(m_sg(4)-m_sea)*(h_sg(4)-h_sg(5));
        y(2)=w_hpt-((m_steam-m_sea)*(h_sg(4)-h_sg(5)));

        % B.Masa m_sg(4)-m_sea=m_sg(5)+m_a(7);
        y(3)=m_steam-m_sea-(m_rh+m_a7);

        % LPT
        % B.Energia por etapas
        w(1)=(m_rh+m_sea)*(h_sg(6)-h_a(6));
        w(2)=(m_rh+m_sea-m_a(6))*(h_a(6)-h_a(5));
        w(3)=(m_rh+m_sea-m_a(6)-m_a(5))*(h_a(5)-h_a(4));
        w(4)=(m_rh+m_sea-m_a(6)-m_a(5)-m_a4)*(h_a(4)-h_a(3));
        w(5)=(m_rh+m_sea-m_a(6)-m_a(5)-m_a4-m_a(3))*(h_a(3)-
h_a(2));
        w(6)=(m_rh+m_sea-m_a(6)-m_a(5)-m_a4-m_a(3)-
m_a(2))*(h_a(2)-h_a(1));
        w(7)=(m_rh+m_sea-m_a(6)-m_a(5)-m_a4-m_a(3)-m_a(2)-
m_a(1))*(h_a(1)-h_r(1));

        % B.Energia w_lpt=sum(w);
        y(4)=w_lpt-sum(w);

        % B.Masa
        m_sg(6)+m_sea=m_a(6)+m_a(5)+m_a(4)+m_a(3)+m_a(2)+m_a(1)+m_r(1);
        y(5)=(m_rh+m_sea)-
(m_a(6)+m_a(5)+m_a4+m_a(3)+m_a(2)+m_a(1)+m_r(1));

        % CONDENSADOR
        % B.Masa m_r(2)=m_r(1)+m_v(6);
        y(6)=m_cond-(m_r(1)+m_v(6));

        % PUMP 1
        t_m_1=(t_r(3)+t_r(2))/2;
        p_m_1=(p_r(3)+p_r(2))/2;

        % B:Energia w_pump1=m_r(2)*(cp_pt(p_m_1,t_m_1)*(t_r(3)-
t_r(2))+1/(rho_pt(p_m_1,t_m_1))*(p_r(3)-p_r(2))*10^2);
        y(7)=w_pump1-(m_cond*(cp_pt(p_m_1,t_m_1)*(t_r(3)-
t_r(2))+1/(rho_pt(p_m_1,t_m_1))*(p_r(3)-p_r(2))*10^2));

        % FWH1
        % B.Energia
        % m_r(3)*(h_r(4)-h_r(3))=m_a(1)*h_a(1)+m_v(5)*h_v(5)-
m_v(6)*h_v(6);
        y(8)=m_cond*(h_r(4)-h_r(3))-(m_a(1)*h_a(1)+m_v(5)*h_v(5)-
m_v(6)*h_v(6));

        % B.Masa CARCASA m_v(6)=m_a(1)+m_v(5);
        y(9)=m_v(6)-(m_a(1)+m_v(5));

```

```

% FWH2
% B.Energia m_r(4)*(h_r(5)-
h_r(4))=m_a(2)*h_a(2)+m_v(4)*h_v(4)-m_v(5)*h_v(5);
y(10)=m_cond*(h_r(5)-h_r(4))-(m_a(2)*h_a(2)+m_v(4)*h_v(4)-
m_v(5)*h_v(5));

% B.Masa CARCASA m_v(5)=m_a(2)+m_v(4);
y(11)=m_v(5)-(m_a(2)+m_v(4));

% FWH3
% B.Energia
% m_r(5)*(h_r(6)-h_r(5))=m_a(3)*h_a(3)+m_v(3)*h_v(3)-
m_v(4)*h_v(4);
y(12)=m_cond*(h_r(6)-h_r(5))-(m_a(3)*h_a(3)+m_a4*h_v(3)-
m_v(4)*h_v(4));

% B.Masa CARCASA m_v(4)=m_a(3)+m_v(3);
y(13)=m_v(4)-(m_a(3)+m_a4);

% FWH4
% B.Energia m_r(6)*(h_r(7)-h_r(6))=m_a(4)*(h_a(4)-h_v(3));
y(14)=m_cond*(h_r(7)-h_r(6))-(m_a4*(h_a(4)-h_v(3)));

% DEA
% B.Energia
m_r(8)*h_r(8)=m_r(7)*h_r(7)+m_a(5)*h_a(5)+m_v(2)*h_v(2);
y(15)=m_steam*h_r(8)-
(m_cond*h_r(7)+m_a(5)*h_a(5)+m_v(2)*h_v(2));

% B.Masa m_r(7)+m_a(5)+m_v(2)=m_r(8);
%y(17)=m_r(7)+m_a(5)+m_v(2)-m_steam;

% PUMP 2
t_m_2=(t_r(9)+t_r(8))/2;
p_m_2=(p_r(9)+p_r(8))/2;

% B.Energia w_pump2=m_r(8)*(cp_pt(p_m_2,t_m_2)*(t_r(9)-
t_r(8))+1/(rho_pt(p_m_2,t_m_2))*(p_r(9)-p_r(8)));
y(16)=w_pump2-(m_steam*(cp_pt(p_m_2,t_m_2)*(t_r(9)-
t_r(8))+1/(rho_pt(p_m_2,t_m_2))*(p_r(9)+deltap_other-p_r(8))*10^2));

% FWH5
% B.Energia m_r(9)*(h_r(10)-
h_r(9))=m_a(6)*h_a(6)+m_v(1)*h_v(1)-m_v(2)*h_v(2);
y(17)=m_steam*(h_r(10)-h_r(9))-(m_a(6)*h_a(6)+m_a7*h_v(1)-
m_v(2)*h_v(2));

% B.Masa CARCASA m_v(2)=m_a(6)+m_v(1);
y(18)=m_v(2)-(m_a(6)+m_a7);

% FWH6
% B.Energia m_r(10)*(h_sg(1)-h_r(10))=m_a(7)*(h_a(7)-
h_v(1));

```



```

y(19)=m_steam*(h_sg(1)-h_r(10))-(m_a7*(h_a(7)-h_v(1)));

% PREHEATER
% B.Energia q_ph=m_sg(1)*(h_sg(2)-h_sg(1));
y(20)=q_ph-(m_steam*(h_sg(2)-h_sg(1)));

% EVAPORATOR
% B.Energia q_ev=m_sg(2)*(h_sg(3)-h_sg(2));
y(21)=q_ev-(m_steam*(h_sg(3)-h_sg(2)));

% SUPERHEATER
% B.Energia q_sh=m_sg(3)*(h_sg(4)-h_sg(3));
y(22)=q_sh-(m_steam*(h_sg(4)-h_sg(3)));

% REHEATER
% B.Energia q_rh=m_sg(5)*(h_sg(6)-h_sg(5));
y(23)=q_rh-(m_rh*(h_sg(6)-h_sg(5)));

% BALANCES ENERGIA Y MASA CICLO SAL
% PREHEATER
% B. Energia q_ph=(m_1+m_2)*cp_salt(t_1)*(t_1-t_cold)
y(24)=q_ph-((m_1+m_2)*cp_salt(t_1)*(10^-3)*(t_1-t_cold));

% EVAPORATOR
% B. Energia q_ev=(m_1+m_2)*cp_salt(t_2)*(t_2-t_1)
y(25)=q_ev-((m_1+m_2)*cp_salt(t_2)*(10^-3)*(t_2-t_1));

% SUPERHEATER
% B. Energia q_sh=m_1*cp_salt(t_s_ht)*(t_s_ht-t_2)
y(26)=q_sh-(m_1*cp_salt(t_s_ht)*(10^-3)*(t_s_ht-t_2));

% REHEATER
% B. Energia q_rh=m_2*cp_salt(t_s_ht)*(t_s_ht-t_2)
y(27)=q_rh-(m_2*cp_salt(t_s_ht)*(10^-3)*(t_s_ht-t_2));

% Pinch Point pp=t_1-t_w_sat
y(28)=pp-(t_1-t_sg(2));

% PUMP HT
% B.Energia
w_pumpht=(m_1+m_2)*(1/rho_salt(t_s_ht))*(p_s(1)-p_s(12))*10^2;
y(29)=w_pumpht-((m_1+m_2)*(1/rho_salt(t_s_ht))*(p_s(1)-
p_s(12))*10^2);

% PUMP CT
% B.Energia
% w_pumpct=m_tower*(1/rho_salt(t_cold))*(p_s(10)-
p_s(9))*10^2;
y(30)=w_pumpct-(m_tower*(1/rho_salt(t_cold))*(p_s(10)-
p_s(9))*10^2);

% CALCULO DEL FLUJO DE SAL POR LA TORRE
% B.Energia
q_int*time_turbine=m_tower*cp_salt(t_cold)*10^-3*(t_s_ht-t_cold);
y(31)=(q_ph+q_ev+q_sh+q_rh)*time_turbine-

```

```

(m_tower*cp_salt(t_cold)*10^-3*(t_s_ht-t_cold)*time_tower);

end

function h_s=salt_entalpy(t_s)
    % Inicializacion del vector
    h_s=nan(1,12);

    h_s(1:12)=h_salt(t_s(1:12))*10^(-3);%[kj/kg]
end

end

```

ANEXO II. CÓDIGO. BALANCE EXERGÉTICO

```
function
[e_sg,e_r,e_a,e_v,e_s,e_sea,e_destroy,e_eff]=exergy_balance(h_r,p_r,t_
r,m_r,h_v,p_v,t_v,m_v,h_a,p_a,t_a,m_a,h_sg,p_sg,t_sg,m_sg,p_s,h_s,t_s,
m_s,q_ph,q_ev,q_sh,q_rh,w_pump1,w_pump2,w_lpt,w_hpt,w_pumpht,w_pumpct,
q_sun)

% e_des(1): FWH1
% e_des(2): FWH2
% e_des(3): FWH3
% e_des(4): FWH4
% e_des(5): DEA
% e_des(6): FWH5
% e_des(7): FWH6
% e_des(8): LPT
% e_des(9): HPT
% e_des(10): PUMP1
% e_des(11): PUMP2
% e_des(12): PREHEATER
% e_des(13): EVAPORATOR
% e_des(14): SUPERHEATER
% e_des(15): REHEATER
% e_des(16): PUMP HT
% e_des(17): PUMP CT
% e_des(18): TOWER

%'Dead-state' properties DEFINITION
p_0=1;
t_0=20;

% Definicion de funciones
spt=@(p,t) XSteam('s_pt',p,t);
slt=@(t) XSteam('sl_t',t);
svt=@(t) XSteam('sv_t',t);
sph=@(p,h) XSteam('s_ph',p,h);
hpt=@(p,t) XSteam('h_pt',p,t);
cppt=@(p,t) XSteam('Cp_pt',p,t);

% INICIALIZACION DE VECTORES
e_sg=nan(size(h_sg));
e_r=nan(size(h_r));
e_a=nan(size(h_a));
e_v=nan(size(h_v));
e_s=nan(size(h_s));
e_destroy=nan(1,17);

% Calculo de la EXERGIA en cada punto [MW]
% Puntos SG
for i=1:6
    switch i
        case 2
            e_sg(i)=exergy_point(m_sg(i),h_sg(i)-
hpt(p_0,t_0),slt(t_sg(i))-spt(p_0,t_0),t_0)*(10^(-3));
        case 3
            e_sg(i)=exergy_point(m_sg(i),h_sg(i)-
```

```

hpt(p_0,t_0),svt(t_sg(i))-spt(p_0,t_0),t_0)*(10^(-3));
    otherwise
        e_sg(i)=exergy_point(m_sg(i),h_sg(i)-
hpt(p_0,t_0),spt(p_sg(i),t_sg(i))-spt(p_0,t_0),t_0)*(10^(-3));
    end
end

% Puntos R
for i=1:10
    switch i
        case 1
            e_r(i)=exergy_point(m_r(i),h_r(i)-
hpt(p_0,t_0),sph(p_r(i),h_r(i))-spt(p_0,t_0),t_0)*(10^(-3));
        case 2
            e_r(i)=exergy_point(m_r(i),h_r(i)-
hpt(p_0,t_0),slt(t_r(i))-spt(p_0,t_0),t_0)*(10^(-3));
        case 8
            e_r(i)=exergy_point(m_r(i),h_r(i)-
hpt(p_0,t_0),slt(t_r(i))-spt(p_0,t_0),t_0)*(10^(-3));
        otherwise
            e_r(i)=exergy_point(m_r(i),h_r(i)-
hpt(p_0,t_0),spt(p_r(i),t_r(i))-spt(p_0,t_0),t_0)*(10^(-3));
        end
    end

% Puntos A
for i=1:7
    switch i
        case 1
            e_a(i)=exergy_point(m_a(i),h_a(i)-
hpt(p_0,t_0),svt(t_a(i))-spt(p_0,t_0),t_0)*(10^(-3));
            %e_a(i)=exergy_point(m_a(i),h_a(i)-
hpt(p_0,t_0),spt(p_a(i),t_a(i))-spt(p_0,t_0),t_0)*(10^(-3));
        case 2
            e_a(i)=exergy_point(m_a(i),h_a(i)-
hpt(p_0,t_0),svt(t_a(i))-spt(p_0,t_0),t_0)*(10^(-3));
        otherwise
            e_a(i)=exergy_point(m_a(i),h_a(i)-
hpt(p_0,t_0),spt(p_a(i),t_a(i))-spt(p_0,t_0),t_0)*(10^(-3));
        end
    end

% Puntos V
for i=1:6
    e_v(i)=exergy_point(m_v(i),h_v(i)-
hpt(p_0,t_0),spt(p_v(i),t_v(i))-spt(p_0,t_0),t_0)*(10^(-3));
end

% Puntos S
for i=1:12
    e_s(i)=exergy_point(m_s(i),h_s(i)-salt('h',t_0)*10^(-
3),s_salt(t_s(i),t_0),t_0)*(10^(-3));
end

e_sea=exergy_point(2,h_sg(4)-hpt(p_0,t_0),spt(p_sg(4),t_sg(4))-
spt(p_0,t_0),t_0)*(10^(-3));

```

```

% BALANCE EXERG...TICO para cada elemento del ciclo [MW]

% FWH1
e_f(1)=e_a(1)+e_v(5)-e_v(6);
e_p(1)=e_r(4)-e_r(3);

% FWH2
e_f(2)=e_a(2)+e_v(4)-e_v(5);
e_p(2)=e_r(5)-e_r(4);

% FWH3
e_f(3)=e_a(3)+e_v(3)-e_v(4);
e_p(3)=e_r(6)-e_r(5);

% FWH4
e_f(4)=e_a(4)-e_v(3);
e_p(4)=e_r(7)-e_r(6);

% DEA
e_f(5)=e_a(5)+e_v(2)+e_r(7);
e_p(5)=e_r(8);

% FWH5
e_f(6)=e_a(6)+e_v(1)-e_v(2);
e_p(6)=e_r(10)-e_r(9);

% FWH6
e_f(7)=e_a(7)-e_v(1);
e_p(7)=e_sg(1)-e_r(10);

% LPT
e_f(8)=e_sg(6)+e_sea-e_a(6)-e_a(5)-e_a(4)-e_a(3)-e_a(2)-
e_a(1)-e_r(1);
e_p(8)=w_lpt*10^(-3);

% HPT
e_f(9)=e_sg(4)-e_sg(5)-e_sea-e_a(7);
e_p(9)=w_hpt*10^(-3);

% PUMP 1
e_f(10)=w_pump1*10^(-3);
e_p(10)=e_r(3)-e_r(2);

% PUMP 2
e_f(11)=w_pump2*10^(-3);
e_p(11)=e_r(9)-e_r(8);

% PREHEATER
e_f(12)=e_s(7)-e_s(8);
e_p(12)=e_sg(2)-e_sg(1);

% EVAPORATOR
e_f(13)=e_s(6)-e_s(7);
e_p(13)=e_sg(3)-e_sg(2);

```

```

% SUPERHEATER
e_f(14)=e_s(2)-e_s(3);
e_p(14)=e_sg(4)-e_sg(3);

% REHEATER
e_f(15)=e_s(4)-e_s(5);
e_p(15)=e_sg(6)-e_sg(5);

% PUMP HT
e_f(16)=w_pumpht*10^(-3);
e_p(16)=e_s(1)-e_s(12);

% PUMP CT
e_f(17)=w_pumpct*10^(-3);
e_p(17)=e_s(10)-e_s(9);

% TOWER
e_sun=q_sun*10^(-3)*(1-
(4/3)*((t_0+273)/5770)+(1/3)*((t_0+273)/5770));

e_p(18)=e_sun-((1-((t_0+273)/(565+273)))*q_sun*10^(-3));
e_f(18)=e_s(11)-e_s(10);

% COND
t_ref_in=20;
t_ref_out=45;
t_ref=(t_ref_in+t_ref_out)/2;
cp_ref=cppt(5,t_ref);

% Balance de energía al condensador.

m_ref=(m_r(1)*(h_r(1)-h_r(2)))/(cp_ref*(t_ref_out-t_ref_in));
e_ref_in=exergy_point(m_ref,hpt(5,t_ref_in)-
hpt(p_0,t_0),spt(5,t_ref_in)-spt(p_0,t_0),t_0)*10^(-3);
e_ref_out=exergy_point(m_ref,hpt(5,t_ref_out)-
hpt(p_0,t_0),spt(5,t_ref_out)-spt(p_0,t_0),t_0)*10^(-3);

e_p(19)=e_r(2)-e_r(1)-e_v(6);
e_f(19)=e_ref_out-e_ref_in;

% Calculo de la EXERGIA DESTRUIDA para cada elemento
for i=1:19
    e_destroy(i)=e_f(i)-e_p(i);
end

% Calculo de la eficiencia exergética
e_eff=sum(e_p)/sum(e_f);

% FUNCIONES
function e_x=exergy_point(m_x,deltah,deltas,t_0)
    % Unidades de las entradas
    % [m]=kg/s; [deltah]=kJ/kg; [deltas]=kJ/kg*k; [t_0]=°C
    %
    % Unidades de salida [e_x]=kW

```

```

        e_x=m_x*(deltah-(t_0+273)*deltas);
    end

    function deltas=s_salt(t_x,t_0)
        % Unidades de las entradas [t_x]= °C; [t_0]= °C
        % Unidades de salida [deltas]= kJ/kg*K

        deltas=(1396.0182*log((t_x+273)/(t_0+273))+0.172*(t_x-
t_0))/10^3;
    end
end

```

ANEXO III. TABLA DE RESULTADOS

	T [°C]		P [bar]		m [kg/s]		h [kJ/kg]		E [MW]	
	120	180	120	180	120	180	120	180	120	180
S1	565,00	565,00	10,00	10,00	586,00	608,30	842,75	842,75	208,95	216,91
S2	565,00	565,00	10,00	10,00	401,20	420,80	842,75	842,75	143,04	150,05
S3	448,13	435,69	8,50	8,50	401,20	420,80	663,92	645,02	98,31	98,43
S4	565,00	565,00	10,00	10,00	184,90	187,50	842,75	842,75	65,91	66,86
S5	448,13	435,69	8,50	8,50	184,90	187,50	663,92	645,02	45,30	43,86
S6	448,13	435,69	8,50	8,50	586,00	608,30	663,92	645,02	143,61	142,29
S7	328,45	360,40	7,00	7,00	586,00	608,30	483,22	531,23	84,75	103,33
S8	283,45	302,36	5,50	5,50	586,00	608,30	415,92	444,17	65,28	76,06
S9	283,45	302,36	5,50	5,50	1.348,00	1.397,20	415,92	444,17	150,17	174,67
S10	283,45	302,36	71,50	71,50	1.348,00	1.397,20	415,92	444,17	150,17	174,67
S11	565,00	565,00	1,50	1,50	1.348,00	1.397,20	842,75	842,75	480,65	498,17
S12	565,00	565,00	1,50	1,50	586,00	608,30	842,75	842,75	208,95	216,91
SG1	244,77	265,30	124,00	184,00	90,21	91,40	1.061,10	1.159,30	23,92	28,62
SG2	325,95	357,90	122,00	182,00	90,21	91,40	1.499,40	1.740,70	42,76	55,33
SG3	325,95	357,90	122,00	182,00	90,21	91,40	2.681,20	2.501,30	97,23	92,57
SG4	550,00	550,00	120,00	180,00	90,21	91,40	3.481,70	3.418,30	138,43	141,07
SG5	375,05	362,26	37,17	52,26	82,29	82,23	3.160,40	3.096,30	98,25	98,81
SG6	550,00	550,00	35,17	50,26	82,29	82,23	3.564,80	3.550,50	117,60	120,62
R1	41,10	41,10	0,08	0,08	62,26	59,85	2.341,50	2.288,30	9,32	8,74
R2	39,02	39,02	0,07	0,07	76,32	75,17	163,40	163,40	0,18	0.1766
R3	39,20	39,23	18,82	22,65	76,32	75,17	165,80	166,30	0,33	0.3515
R4	64,85	66,42	16,82	20,65	76,32	75,17	272,80	279,70	1,12	1,20
R5	94,58	98,15	14,82	18,65	76,32	75,17	397,30	412,60	2,72	2,94
R6	124,26	131,12	12,82	16,65	76,32	75,17	522,60	552,10	4,94	5,48
R7	153,09	163,39	10,82	14,65	76,32	75,17	645,90	690,80	7,64	8,63
R8	183,35	197,17	10,82	14,65	90,21	91,40	778,00	839,60	13,04	15,30
R9	185,57	200,70	128,00	188,00	90,21	91,40	793,50	862,90	14,30	17,23
R10	213,04	230,50	126,00	186,00	90,21	91,40	915,30	996,20	18,46	22,11
A1	66,55	68,12	0,27	0,29	3,00	3,13	2.516,30	2.468,60	0,70	0.5990
A2	106,71	99,85	0,89	1,01	3,58	3,78	2.691,00	2.649,00	1,82	1,93
A3	198,45	182,06	2,39	2,94	3,72	4,13	2.865,80	2.829,30	2,58	2,93
A4	288,86	276,25	5,40	7,02	3,77	4,28	3.040,50	3.009,60	3,32	3,86
A5	377,57	368,98	10,82	14,65	3,99	4,55	3.215,30	3.189,90	4,24	4,96
A6	464,46	460,03	19,86	27,71	3,97	4,50	3.390,00	3.370,20	4,95	5,74
A7	375,05	362,26	36,06	50,69	5,92	7,18	3.160,40	3.096,30	7,04	8,58
V1	218,64	236,10	36,06	50,69	5,92	7,18	937,73	1.019,20	1,23	1,74
V2	191,17	206,30	19,86	27,71	9,89	11,68	813,11	881,30	1,56	2,15
V3	129,86	136,72	5,40	7,02	3,77	4,28	545,95	575,40	0,27	0.3371
V4	100,18	103,75	2,39	2,94	7,49	8,41	419,98	435,10	0,29	0.3587
V5	70,45	72,02	0,89	1,01	11,06	12,19	294,94	301,50	0,18	0.2120
V6	44,80	44,83	0,27	0,29	14,06	15,32	187,60	187,70	0,06	0.0634

